



## Indpasning af større absorptionskølemaskiner i det danske energisystem

Kilde, N.A.; Madsen, M.

*Publication date:*  
1989

*Document Version*  
Publisher's PDF, also known as Version of record

[Link back to DTU Orbit](#)

*Citation (APA):*  
Kilde, N. A., & Madsen, M. (1989). *Indpasning af større absorptionskølemaskiner i det danske energisystem*. Risø-M No. 2773

---

### General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal

If you believe that this document breaches copyright please contact us providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.

Risø-M-2773

INDPASNING AF STØRRE ABSORPTIONSKØLEMASKINER  
I DET DANSKE ENERGISYSTEM

Niels Kilde  
Michael Madsen

Abstract. I denne rapport gives en kort indføring i absorptionskøleanlægs virkemåde. Der er gennemført et måleprogram i sommeren 1987 på et stort lithiumbromid-vand absorptionskøleanlæg på Herlev Sygehus. Anlægget drives af varme fra Vestforbrændingen. Der er gennemført en analyse af måleresultaterne med henblik på bestemmelse af varmekorholdets (virkningsgradens) afhængighed af variationer af belastningsforhold m.v. I en økonomisk analyse er investeringer og driftsudgifter for lithiumbromid-vand og ammoniak-vand absorptionsanlæg sammenlignet med el-drevne kompressionsanlæg. Energiøkonomien for absorptionsanlæg drevet af forskellige varmekilder er sammenlignet med el-drevne kompressionsanlæg. Der gives en oversigt over danske fjernvarmeværkers muligheder for levering af egentlig spildvarme. Endvidere er en række anvendelser af køling gennemgået og absorptionsanlægs potentielle muligheder vurderet.

Januar 1989

Forskningscenter Risø, DK 4000 Roskilde, Danmark

ISBN 87-550-1503-4

ISSN 0418-6435

Grafisk Service, Risø 1989

## INDHOLD

## Side

FORORD .....	5
1. INDLEDNING .....	7
2. ABSORPTIONSKØLEANLÆGS VIRKEMÅDE .....	8
2.1. Ammoniak-vand .....	10
2.2. Lithiumbromid-vand .....	12
3. KØLEANLÆGGET PÅ HERLEV SYGEHUS .....	14
3.1. Placering af målpunkter .....	18
3.2. Instrumentering og dataopsamling .....	19
3.3. Databehandling .....	21
4. MÅLERESULTATER .....	27
5. TEKNISKE KARAKTERISTIKA .....	36
5.1. Lithiumbromid-vand .....	36
5.2. Ammoniak-vand .....	39
6. ØKONOMISK VURDERING .....	43
6.1. Investeringer .....	44
6.2. Driftsudgifter .....	49
6.3. Tilbagebetalingstider .....	53
6.4. Ammoniak-vand .....	55
7. MULIGE ANVENDELSESOMRÅDER .....	58
7.1. Energiøkonomi .....	58
7.2. Varmekilder .....	61
7.3. Kølebehov .....	64
8. SAMMENFATNING .....	68
APPENDIX A. Symbolliste .....	72



## FORORD

Denne rapport udgør den afsluttende rapportering vedrørende et projekt finansieret af Energiministeriet under EFP-86 programmet for Industrielle processer og apparater.

Arbejdet er udført i samarbejde imellem Forskningscenter Risø og Københavns Amts Sygehus i Herlev.

Arbejdsgruppen fra Risø har bestået af:

Civ.ing.	Niels A. Kilde	(Energisystemgruppen)
Civ.ing.	Michael Madsen	(Energisystemgruppen)
Civ.ing.	Helle Trøst Nielsen	(Energisystemgruppen)
Civ.ing.	Magda Nielsen	(Forsøgssektionen)
Civ.ing.	Jørgen Seir Olsen	(Elektronikafdelingen)

Råd og vejledning samt en mængde praktisk arbejde i forbindelse med måleprogrammet er ydet af driftspersonalet på Herlev Sygehus under ledelse af maskinmester Hans Peter Jørgensen.

En tak skal rettes til den række af firmaer, der velvilligt har bistået med de tekniske og økonomiske data, der udgør grundlaget for analyserne i kapitel 5 og 6.



## 1. INDLEDNING

Næsten al køling i Danmark udføres ved hjælp af el-motor drevne kompressionskøleanlæg (KKA). Hovedparten af disse benyttes til nedkøling og frysning af fødevarer og resten hovedsageligt til luftkonditionering og køling af EDB-anlæg.

Absorptionskøleanlæg (AKA) kan drives ved hjælp af overskudsvarme fra forbrændingsanlæg, industrivirksomheder og kraftværker. En substitution af KKA med AKA ville betyde en reduktion i elforbruget især om sommeren og en udjævning af varmeforbruget.

I nærværende projekt er undersøgt de tekniske og økonomiske forhold ved indpasning af større AKA i det danske energisystem. Mindre køleanlæg til brug i husholdning og butikker er ikke medtaget i undersøgelsen.

Som en del af projektet er det eksisterende AKA på Herlev Sygehus blevet udstyret med computer baseret data logger udstyr med henblik på at indsamle erfaringer og driftsdata fra et anlæg i normal drift. Der er indsamlet data igennem sommeren 1987, der desværre var usædvanlig kold, hvilket resulterede i meget lave belastninger på køleanlægget.



## 2. ABSORPTIONSKØLEANLÆGS VIRKEMÅDE

Absorptionskøleanlæg (AKA) drives af varme, hvorimod kompressionskøleanlæg (KKA) drives af mekanisk energi, der oftest leveres af en el-motor. Hvor der i KKA oftest benyttes ét enkelt stof som kølemiddel, anvendes i AKA en binær blanding (arbejdsstofpar), bestående af et kølemiddel og en absorbent.

Ligesom KKA har AKA en lavtryksside med fordamper og en højtryksside med kondensator (Fig. 2.1). I AKA er den mekaniske kompressor erstattet af en termisk kompressor bestående af absorber, opløsningspumpe og koger (benævnes også desorber eller concentrator).

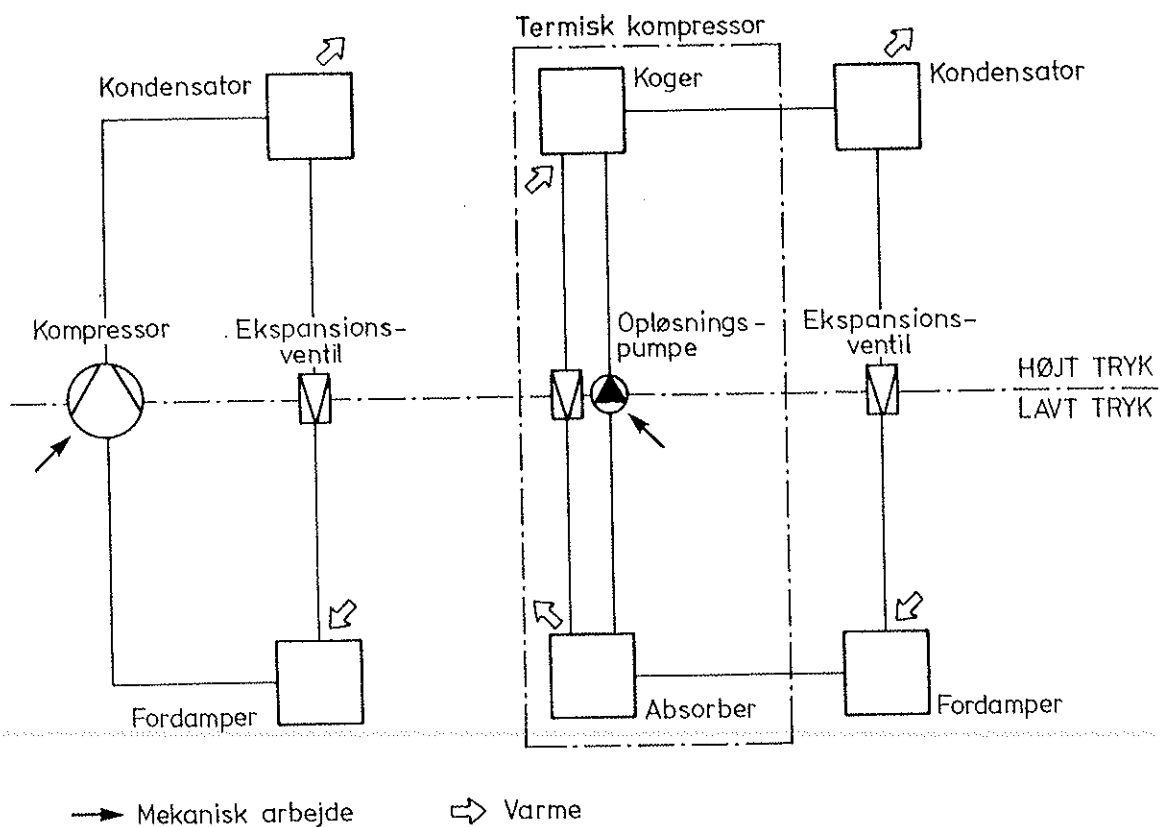


Fig. 2.1. Principsskitse for kompressorkøleanlæg og absorptionskøleanlæg.

I KKA tilføres det nødvendige kompressionsarbejde i form af elektrisk eller mekanisk energi. Går man endnu et skridt tilbage, stammer den elektriske energi, der driver motoren, sandsynligvis fra en varmekraftmaskine, der driver en generator. Med andre ord, det nødvendige arbejde kommer fra en højtemperatur varmekilde. Det er derfor logisk at forsøge at anvende højtemperaturkilden direkte til frembringelse af den ønskede lave temperatur. AKA er baseret på denne direkte udnyttelse af termisk energi ved høj temperatur.

Kredsprocessen i AKA forløber som følger:

Kondensatoren tilføres kølemiddeldamp under højt tryk. Kølemidlet kondenserer, og den frigivne kondensationsvarme bortledes med kølevand, udeluft eller andet. Kølemidlet, der nu er væskeformigt, ledes via en ekspansionsventil til fordamperen, hvori trykket er lavt. I fordamperen fordamper (koger) kølemidlet, ved en lav temperatur og kan derfor optage varme fra det, der ønskes kølet (fødevarer, ventilationsluft m.v.). Den hidtil beskrevne del af kredsprocessen er fuldstændig ens for AKA og KKA.

I KKA opretholdes det lave tryk i fordamperen ved, at de dannede kølemiddeldampe afsuges med en kompressor. I AKA fjernes kølemiddel dampene fra fordamperen ved, at de absorberes af det andet stof i arbejdsstofparret (absorbenten). Denne proces finder sted i absorberen. Ved absorptionen frigives varme, der ligesom den i kondensatoren frigivne varme skal bortledes til omgivelserne.

Den i absorberen dannede blanding af kølemiddel og absorbent (med en forholdsvis høj koncentration af kølemiddel) bringes via opløsningspumpen til kogerens. I kogerens adskilles kølemiddel og absorbent ved, at en del af kølemidlet udkoges af blandingen. Absorbenten (nu med et lavt indhold af kølemiddel) ledes via en ventil tilbage til absorberen. De afkogte kølemiddeldampe ledes til kondensatoren, hvorved kredsløbet er sluttet. Til udkogning af kølemidlet må kogerens tilføres varme fra

en højtemperatur varmekilde, f.eks. damp, hedt vand eller lignende.

De mest anvendte stofpar i AKA er ammoniak-vand (ammoniak som kølemiddel, vand som absorbent) og lithium bromid-vand (vand som kølemiddel, lithium bromid som absorbent). En lang række alternative stofpar er igennem tiden blevet undersøgt, men ingen af disse har vundet større udbredelse.

### 2.1. Ammoniak-vand

Ammoniak-vand er det klassiske stofpar, der har været anvendt siden forrige århundrede. Stofparret har en række tekniske fordele:

- kølemidlet (ammoniak) har stor fordampningsvarme
- kan anvendes i et stort temperaturområde ved fordampningstemperaturer ned til  $-60^{\circ}\text{C}$
- gode varme- og stofoverførings egenskaber

og ulemper:

- absorbenten (vand) er flygtig, hvilket nødvendiggør rektifikation (ved adskillelse af kølemiddel og absorbent)
- kølemidlet er toxisk.

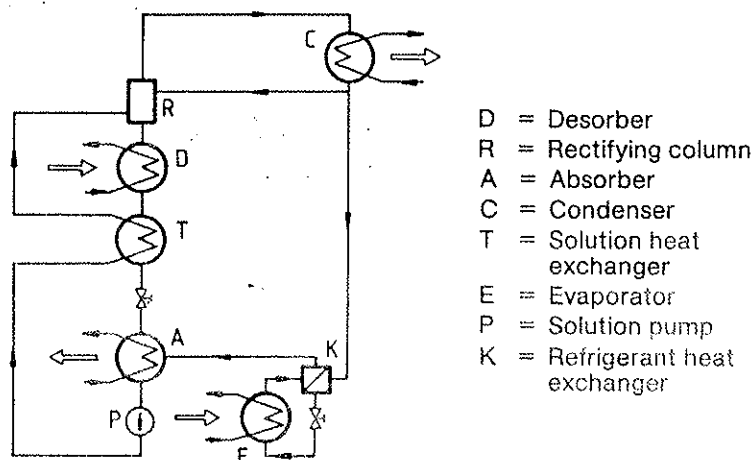


Fig. 3 Standard type of the absorption refrigeration plant with single-stage absorption/single-stage desorption. (multiple absorption/evaporation level and/or desorption stages possible)

Fig. 2.2. Principiel opbygning af ammoniak-vand AKA.  
(Kilde: Borsig).

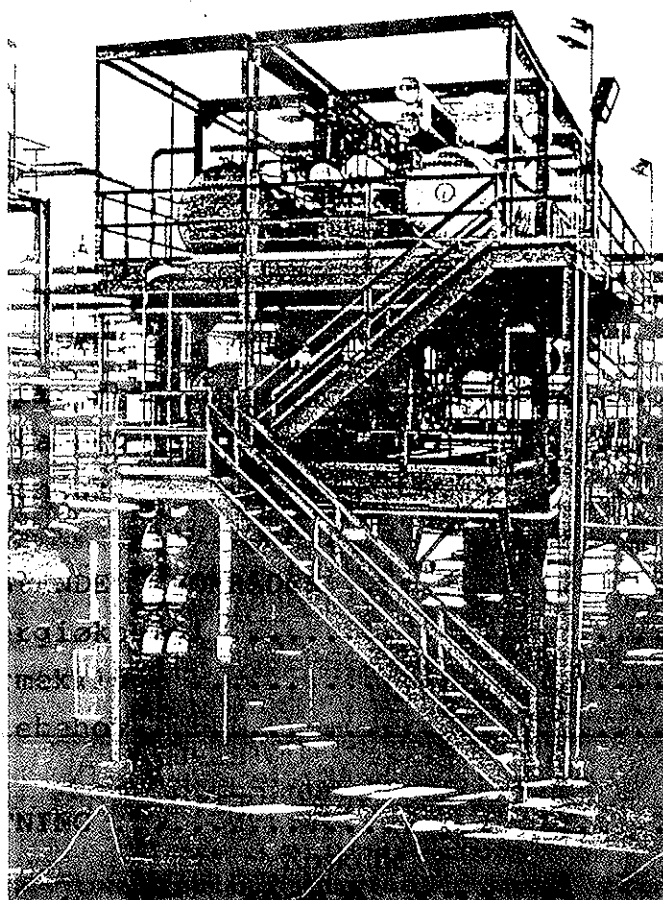


Fig. 2.3. Eksempel på større ammoniak-vand AKA (Borsig).

Ammoniak-vand anlæg kan udformes med såvel absorption som desorption (kogning) i flere trin. Flertrins absorption kan udnyttes til at tilpasse anlægget til kuldeproduktion ved flere temperaturniveauer. Desorption i flere trin muliggør anvendelse af en varmekilde med en lavere temperatur end ellers muligt med ét-trins desorption, men medfører et større varmeforbrug. Se nærmere i kapitel 5.

## 2.2. Lithiumbromid-vand

Dette stofpar har været anvendt siden midten af 1940'erne til hovedsageligt luftkonditionering. Blandt de tekniske fordele kan nævnes:

- kølemidlet (vand) har stor fordampningsvarme
- Lithiumbromid er ikke flygtigt, hvorfor rektifikation kan undværes
- stofparret er ikke toksisk og ikke brændbart

Ulemper:

- frysepunktet for vand ( $0^{\circ}\text{C}$ ) begrænser fordampningstemperaturen nedad
- Lithiumbromid saltet kan ved uheldige driftbetingelser udkrystaliseres og derved stoppe processen
- der kræves stor tæthed af anlægget på grund af det lave fordampertryk (8 mbar ved  $3^{\circ}\text{C}$ )
- overordentligt korrosivt i forbindelse med atmosfærens ilt.

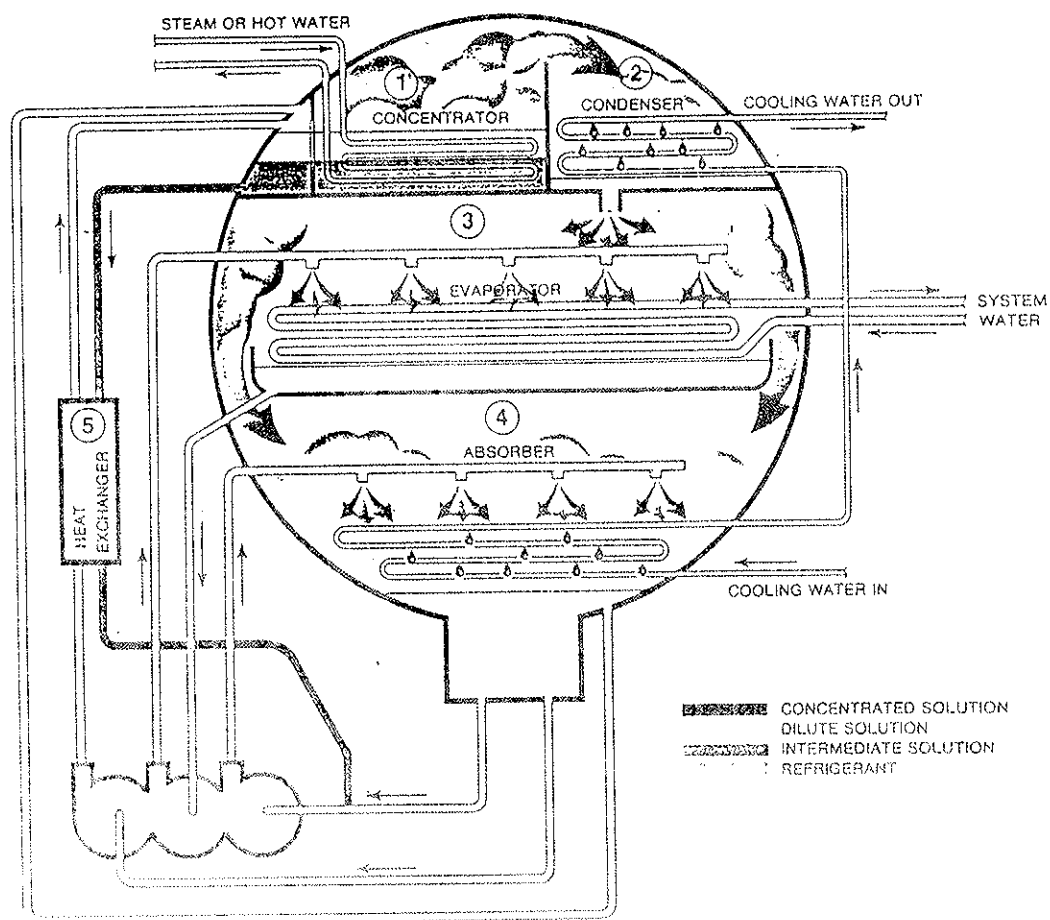


Fig. 2.4. Eksempel på principiel opbygning af Lithiumbromid- and AKA (Trane).

### 3. KØLEANLÆGGET PÅ HERLEV SYGEHUS

#### Anlægsopbygning

På Herlev Sygehus er installeret et LiBr-vand køleanlæg, der til luftkonditionering forsyner sygehusets ventilationsanlæg med 6°C vand.

Den principielle opbygning af køleanlægget er vist på figur 3.1. Anlægget består af to absorptionskølemaskiner (mærket KM1 og KM2) hver med en nominel kuldeydelse på 4,6 MW, samt en tredje (KM3) mindre maskine med en nominel kuldeydelse på ca. 0,6 MW. Under normal drift kan en af de store kølemaskiner dække sygehusets samlede kuldebehov. Det skal bemærkes, at anlægget aldrig er belastet mere end svarende til ca. 70% af nominel ydelse, hvilket bl.a. skyldes, at en del af hospitalet stadig er uudnyttet. Den mindste kølemaskine er installeret med henblik på decideret lavlastsituationer. Der vil således normalt kun være én absorptionskølemaskine i drift ad gangen.

Sygehuset forsynes med varme til opvarmning af ventilationsluft, brugsvand og drift af absorptionskøleanlæg m.v. i form af 140-160°C hedt vand fra Vestforbrændingen, der ligger ca. 4 km fra sygehuset.

Afkastvarmen fra køleanlægget (fra absorber og kondensator) afsættes i et større køletårnsanlæg, placeret på etage 30 øverst på sygehusets sengebygning.

Transport af afkølet vand (via 2 hovedstrengene) til ventilationsanlæggene og køletårnsvand til køletårnene sker ved hjælp af omdrejningstals regulerede pumper med DC-motorer. Ved hjælp af blandesløjfer med cirkulationspumper med fast omdrejningstal opretholdes tilnærmelsesvis konstante flow af afkølet vand, hedt vand og køletårns vand igennem absorptionsmaskinerne.

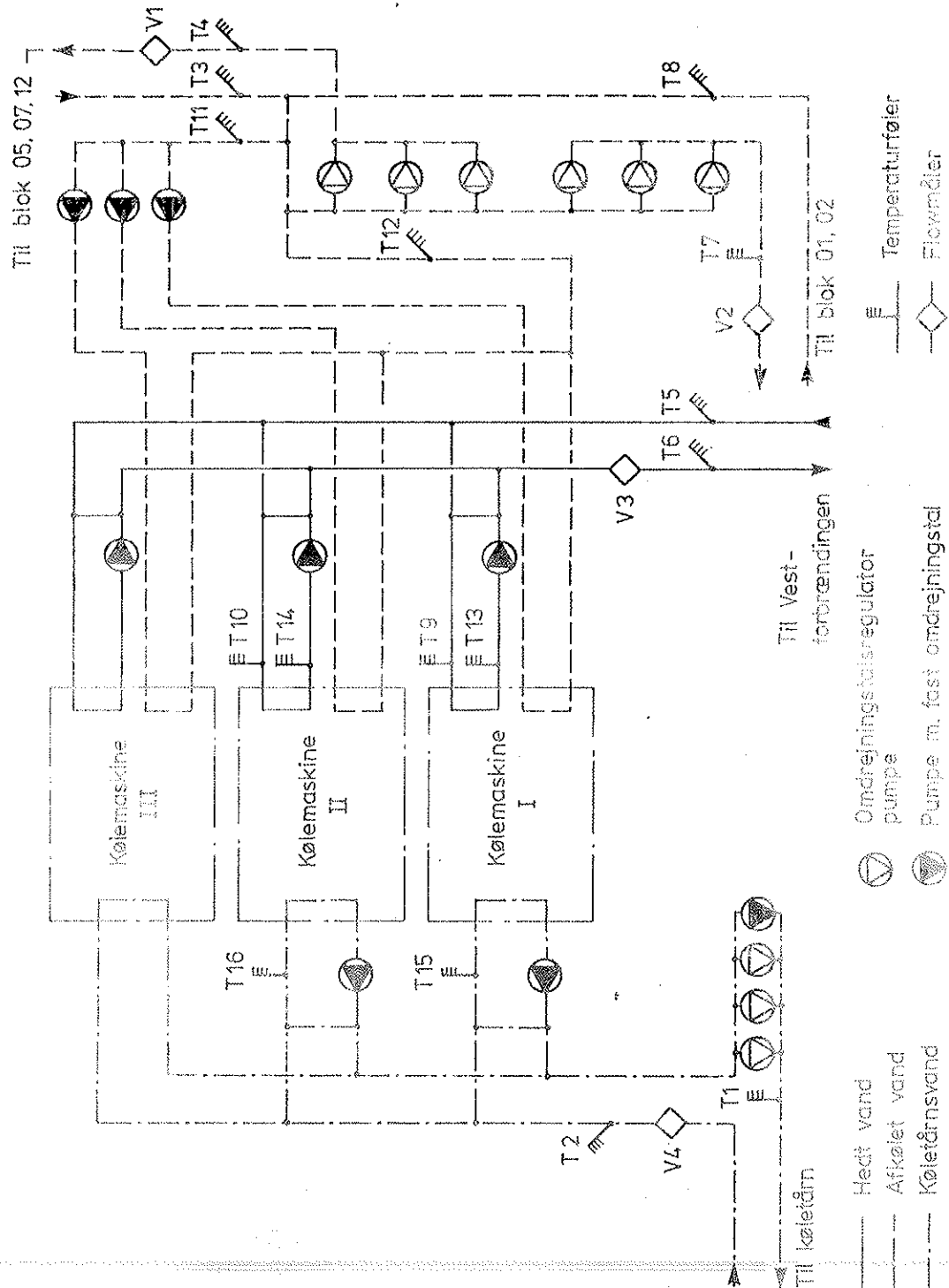


Fig. 3.1. Oversigtsdiagram for køleanlæg på Herlev Sygehus.



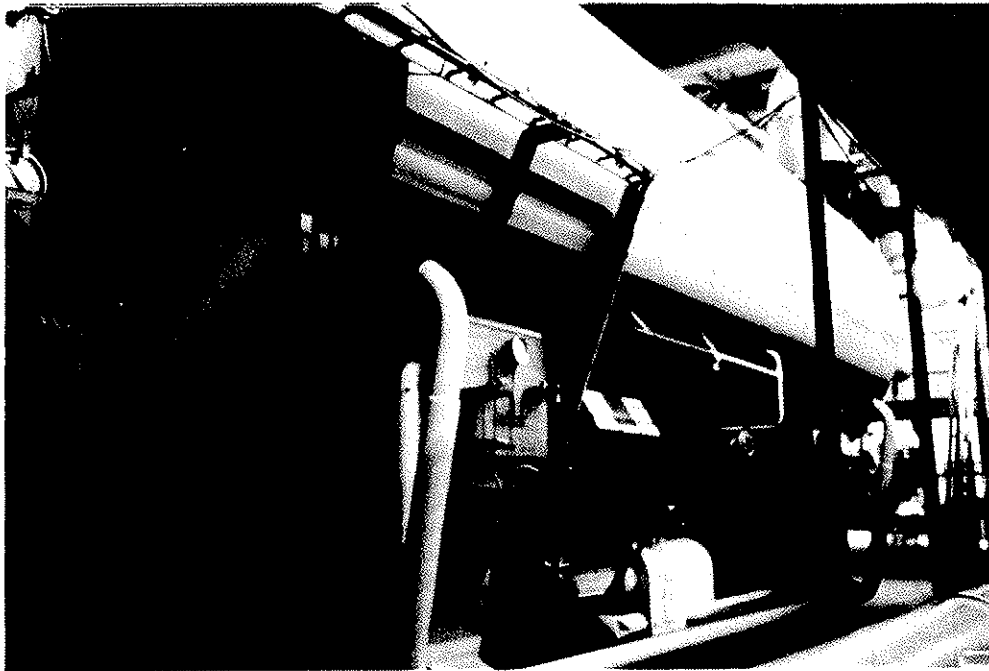


Fig. 3.2. 4.6 MW absorptionskøleanlæg på Herlev Sygehus.

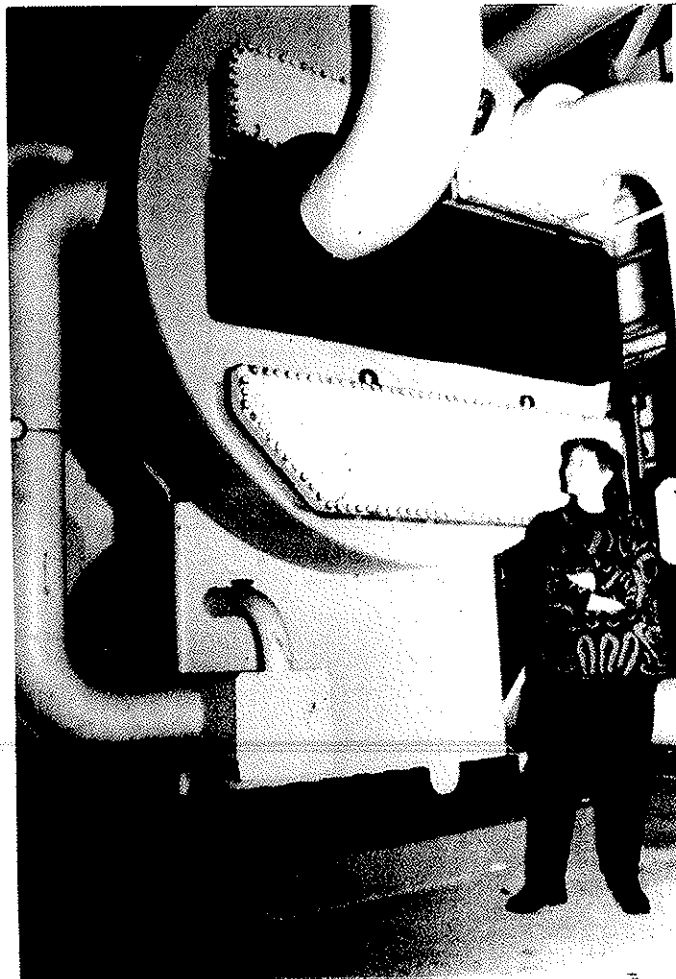


Fig. 3.3. Endebundne med rørtilslutninger.

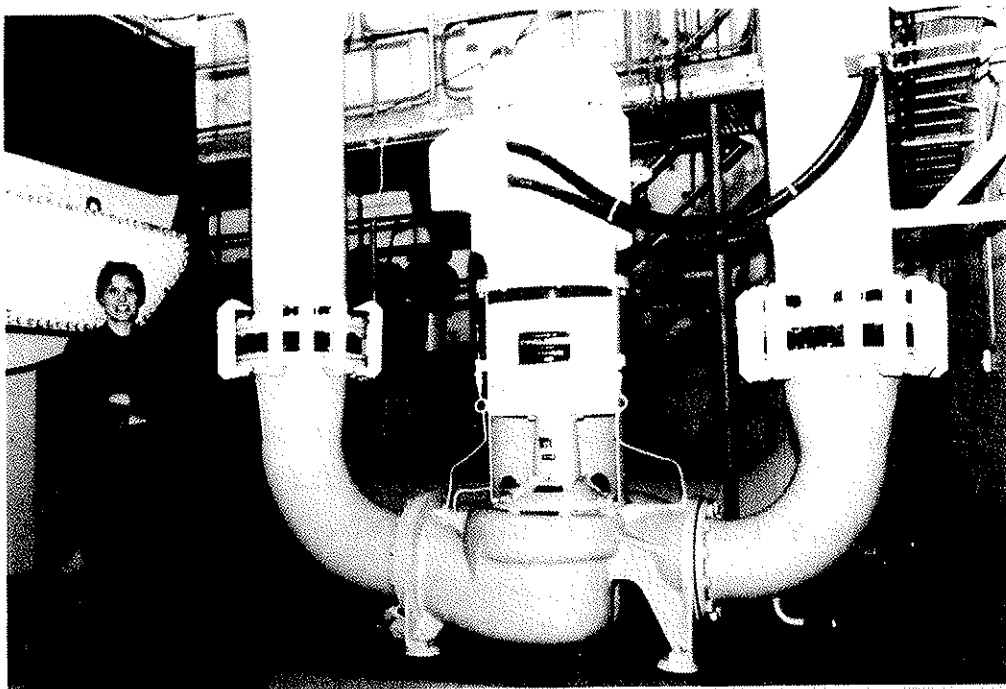


Fig. 3.4. Cirkulationspumpe for køletårns vand.

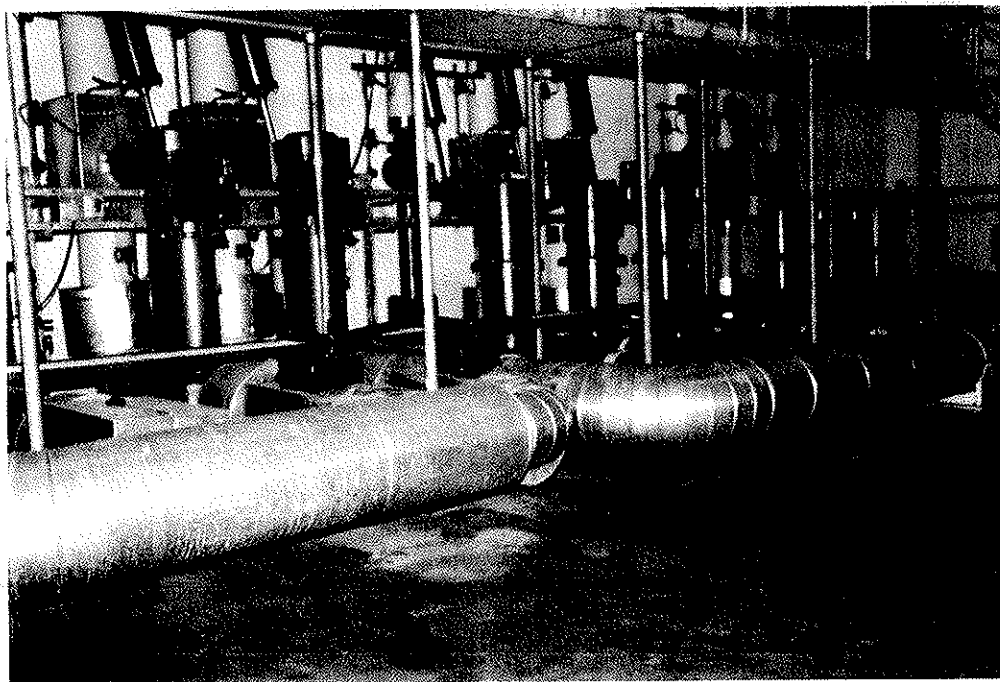


Fig. 3.5. Cirkulationspumper for afkølet vand.

### 3.1. Placering af målpunkter

Formålet med målingerne har været, at bestemme de energistrømme omkring køleanlægget, der har størst betydning ved en teknisk og økonomisk vurdering af absorptionskøleanlæggenes muligheder, samt de ydre driftsbetingelser, der har betydning for anlægget.

Målpunkternes placering fremgår af diagrammet fig. 3.1. Da det ikke har været hensigten i denne undersøgelse at studere de interne forhold i absorptionskølemaskinerne og for at undgå risiko for introduktion af utilsigtede utætheder, er alle målpunkter placeret i de ydre vandkredsløb.

Den vigtigste parameter ved en økonomisk vurdering er anlæggets varmekoefficient:

$$\zeta = Q_K/Q_V \quad (1)$$

hvor  $Q_K$  er anlæggets kuldeydelse og  $Q_V$  er den tilførte varmeeffekt fra varmekilden, her hedt vand fra Vestforbrændingen.  $Q_K$  bestemmes ved måling af temperaturer og flow i hver af de to hovedstrenge, der forsyner hospitalet med afkølet vand. Målpunkterne er markeret  $T_3$ ,  $T_4$ ,  $V_1$  og  $T_7$ ,  $T_8$ ,  $V_2$ .  $Q_V$  bestemmes ved måling af temperaturer og flow i hedtvandsforsyningen til anlægget. Målpunkterne er markeret  $T_5$ ,  $T_6$ ,  $V_3$ .

Som en kontrol af ovenstående måles den til køletårnene overførte effekt. Målpunkterne for temperaturer og flow er markeret  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $V_4$ .

Idet flowene igennem kølemaskinerne af såvel hedt vand, køletårnsvand og afkølet vand antages at være konstante, kan de af omgivelserne givne driftsbetingelser bestemmes alene ved hjælp af indløbstemperaturerne af de tre vandflow. Som kontrol er også målt udløbstemperaturerne for hedt vand og afkølet vand.

Med henblik på at kunne korrigere de målte energistrømme for de i pumperne tilførte effekter, er der endvidere etableret to kontinuerte el-effekt målinger for de omdrejningstals regulerede pumper. Den ene el-effekt måling omfatter transportpumperne for afkølet vand og den anden omfatter de tilsvarende pumper for køletårns vand.

### 3.2. Instrumentering og dataopsamling

Til alle temperaturfølere er anvendt PT-100 modstandsfølere. Som flowmålere har fire typer været overvejet:

- I Induktive-flowmålere
- II Ultralyd-flowmålere
- III Sonder
- IV Blender

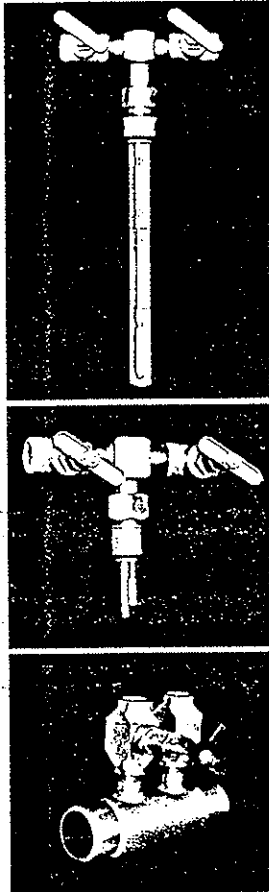
Fælles for disse typer flowmålere er, at de af hensyn til målenøjagtigheden skal indbygges i lige rørstrækninger med en hvis minimum afstand til bøjninger, T-stykker, ventiler m.v. Udtrykt ved antal rørdiametre, er disse afstande for enkelte bøjninger:

Type	Før måler	Efter måler
I	6 d	3 d
II	15 d	5 d
III	7 d	3 d
IV	20 d	6 d

Specielt for hedt vands rørene, har disse afstande været problematiske, og kun kravene for type I og III har kunnet opfyldes.

For type I, II og IV gælder at ved montage i et eksisterende anlæg skal der udskæres et rørstykke og flow måleren indsvejses eller monteres imellem flanger. For type III er det tilstrækkeligt at bore eller skære et hul i røret, se fig. 3.6.

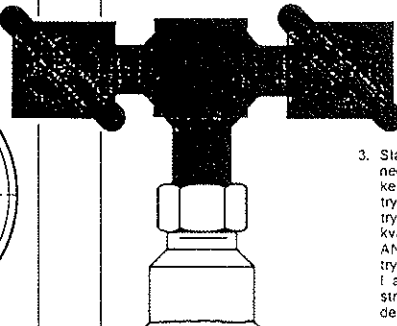
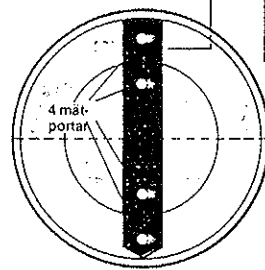
Standardmontage ..... 14-15



1. Dynamiske trykrøret har fire måtpor vanda mot strømningsriktningen. Baserede på Chebyshefs kalkyl for gennemsnitsberäkning och Bernoullis teorem känner de dataplacerade portarna strømningshastigheten i var och en av de lika stora ringformade tvärsnittsyta för flödet.

2. Interpolationsrøret, som har placerats i dynamiske trykrøret, överför gennemsnitsvärdet för flödeshastigheten, som uppmäts av de fyra mätportarna till högtryckssidan av mottagaren för differensstrycket. Detta gennemsnitt representerar flödeshastigheten + ledningens statiska tryck.

4. Instrumenthuvudet överför differensstrycket till en differensstrycks-indikator EAGLE EYE eller något annat sekundärinstrument, t.ex. en DP-transmitter, skrivare eller indikator.



3. Statiska trykrøret, som är vänt nedströms, känner av det lagre trycket. Differensen mellan dynamiske trycket från interpolationsrøret och trycket från det statiske trykrøret är kvadratisk mot flödet. I en del ANNUBAR-typer är det statiske trykrøret placerat inuti mätsonden. I andra modeller är det placerat i strømningsriktningen efter mätsonden.

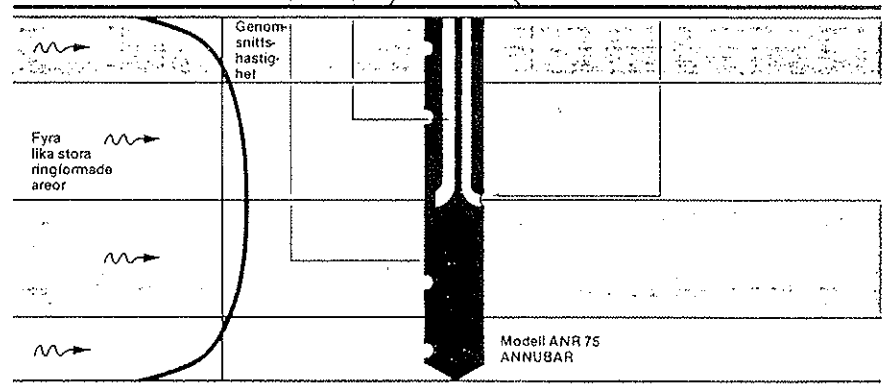


Fig. 3.6. Princip for montage af de anvendte flow målesonder.

For hedt vand er temperatur og tryk for høje til at type I med fordel kan anvendes.

Type I og II ligger prismæssigt en del over type III og IV.

Ifølge leverandøroplysninger kan der med type III opnås nøjagtigheder på ca. 1% fejl på aktuelt flow inden for et flowområde på 3,5:1.

På baggrund af ovenstående og ønsket om at anvende samme type udstyr til alle målinger, er det valgt at benytte type III.

Sonderne er forsynet med elektroniske differenstryks transmittere. For hver energistrøms måling på afkølet vand og hedt vand, er differenstryksignalet fra flowmålingen og de to temperaturmålinger for henholdsvis fremløbs- og returledningerne ført til en elektronisk regneenhed. Regneenheden omformer temperatur og volumen flow målingerne til et signal for energistrøm (effekt) samt integrerer og udlæser på tælleværker gennemstrømmet volumen ( $m^3$ ) og energi (GJ). Disse regneenheder eller kaloriemålere er indført i målesystemet med henblik på at opnå en integrerende energimåling uafhængig af den computerbaserede opsamling af øjebliksværdier, samt af hensyn til fremtidig benyttelse af sygehusets driftspersonale.

Ved hjælp af to effektomformere placeret i anlæggets forsynings-tavle, er målt den optagne el-effekt af de omdrejningstals regulerede pumper til henholdsvis afkølet vand og køletårns vand. Målingen for pumperne til afkølet vand inkluderer kølemaskiner-nes forsyning med styrestrøm og el-forsyning til de interne opløsningspumper.

Den optagne el-effekt af pumper med fast omdrejningstal er målt én gang ved hjælp af tang amperemeter.

Til styring af dataopsamlingen og lagring af målingerne på disketter, er benyttet en microcomputer type ABC 80.

Målingen er lagret med 30 minutters mellemrum igennem sommeren 1987. Hver af de lagrede målinger er middelværdien af 20 enkeltmålinger optaget med ca. 1 sekunds mellemrum.

### 3.3. Databehandling

I tabel 3.2 er givet en fortegnelse over de målepunkter, der registreres af dataopsamlings computeren.

Den elektriske effekt optaget af de ikke regulerbare pumper, blev målt én gang i måleperioden. De målte effekter fremgår af nedenstående tabel 3.1.

Tabel 3.1.

Pumpebetegnelse	El-effekt	Symbol
Cirkulation af hedt vand	11,5 kW	$W_{p1}$
Cirkulation af køletårns vand	64,5 kW	$W_{p2}$
Cirkulation af afkølet vand	42,5 kW	$W_{p3}$
Cirkulation af LiBr-opløsning	17,0 kW	$W_{p4}$

Allerede ved de indledende målinger viste det sig, at der var en betydelig fejl på de målte indløbstemperaturer af hedt vand ( $T_9$  og  $T_{10}$ ). Den sandsynlige forklaring er, at der ikke opnås en tilstrækkelig opblanding på den korte rørstrækning (ca. 0,5m) imellem blandesløjffens T-stykke og maskinens indløbsflange. Da en forbedring af måleforholdene kun kunne opnås ved en meget tidskrævende og kostbar omlægning af rørføringen, blev det besluttet, at benytte en beregnet indløbstemperatur i analyserne af måleresultaterne.

Tabel 3.2. Oversigt over de registrerede målepunkter.

Benævnelse	Symbol	Enhed
Klokkeslet	KLOK	h:m:s
Køleeffekt til blok 05,07,12	Q <sub>1</sub>	W
Køleeffekt til blok 01,02	Q <sub>2</sub>	W
Varmeeffekt hedt vand	Q <sub>3</sub>	W
Volumenflow køletårns vand	V <sub>4</sub>	m <sup>3</sup> /h
Temp. vand til køletårn	T <sub>1</sub>	°C
Temp. vand fra køletårn	T <sub>2</sub>	°C
Temp. hedt vand ind, KM1	T <sub>9</sub>	°C
Temp. hedt vand ind, KM2	T <sub>10</sub>	°C
Temp. afkølet vand ud	T <sub>11</sub>	°C
Temp. afkølet vand ind	T <sub>12</sub>	°C
Temp. hedt vand ud, KM1	T <sub>13</sub>	°C
Temp. hedt vand ud, KM2	T <sub>14</sub>	°C
Temp. køletårns vand ind, KM1	T <sub>15</sub>	°C
Temp. køletårns vand ind, KM2	T <sub>16</sub>	°C
Elektrisk effekt afkøl vandpumper*	W <sub>e1</sub>	W
Elektrisk effekt køletårnspumper	W <sub>e2</sub>	W

\* Indeholder W<sub>p4</sub>.



I figur 3.7 er vist opbygningen af blandesløjfen for regulering af indløbstemperaturen af hedt vand.

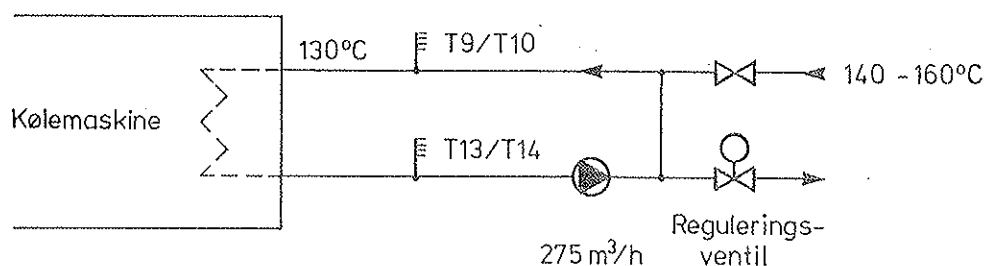


Fig. 3.7. Blandesløjfe for hedt vand. De anførte temperaturer og flow gælder i dimensionerings tilstanden.

Indløbstemperaturen til kølemaskinen beregnes som:

$$T_{hvib} = \frac{Q_3 + W_{p1} \cdot 0,8}{\rho \cdot c_p \cdot V_{cirk}} + T_{hvu} \quad (2)$$

$T_{hvib}$  = temperatur af hedt vand indløb, beregnet [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$Q_3$  = målt varmeeffekt hedt vand [W]

$W_{p1}$  = optaget el-effekt af hedt vandspumpe.  
Målt til 11,5 kW. Det antages, at 80% overføres til vandet [W]

$\rho$  = massefylde [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$C_p$  = specifik varmekapacitet [ $\text{J}/\text{kg } ^{\circ}\text{C}$ ]

$V_{cirk}$  = cirkuleret volumenflow. Der benyttes dimensionerende værdi  $275 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0764 \text{ m}^3/\text{s}$ . [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$T_{hvu}$  = temperatur af hedt vand udløb, målt [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Med henblik på kontrol af målingerne opstilles en total varmebalance for anlægget:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + (W_{e1} + W_{e2} + W_{p1} + W_{p2} + W_{p3}) \cdot 0,8 = \rho \cdot c_p \cdot V_4 \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Der kan nu defineres en absolut og en relativ fejl på ligning (3).

absolut fejl = venstre side - højreside

relativ fejl = absolut fejl/højreside

Absolut og relativ fejl for den første uge i juli måned er vist i fig. 3.8 og fig. 3.9. Det ses, at den absolutte fejl er overvejende positiv, hvilket kan forklares ved overfladetab fra maskiner, rør, pumper m.v., der bortventileres fra maskinrummet. De ret kraftige udsving af fejlen skyldes dels almindelig målesikkerhed og dels anlæggets tidskonstanter.

Kølemaskinens brutto kuldeydelse kan beregnes som:

$$Q_k = Q_1 + Q_2 + W_{e2} + W_{p3} \quad (4)$$

Varmeforholdet kan beregnes som:

$$\zeta = Q_k / (Q_3 + W_{p1}) \quad (5)$$

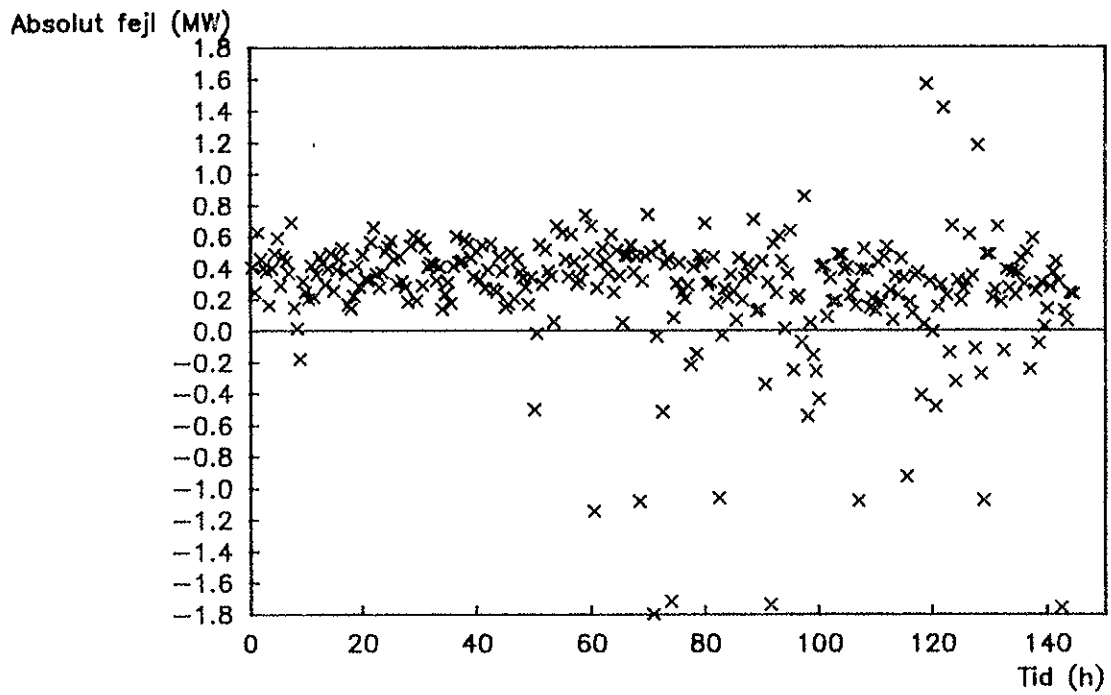


Fig. 3.8. Absolut fejl på varmebalance, 2-8.juli 1987.

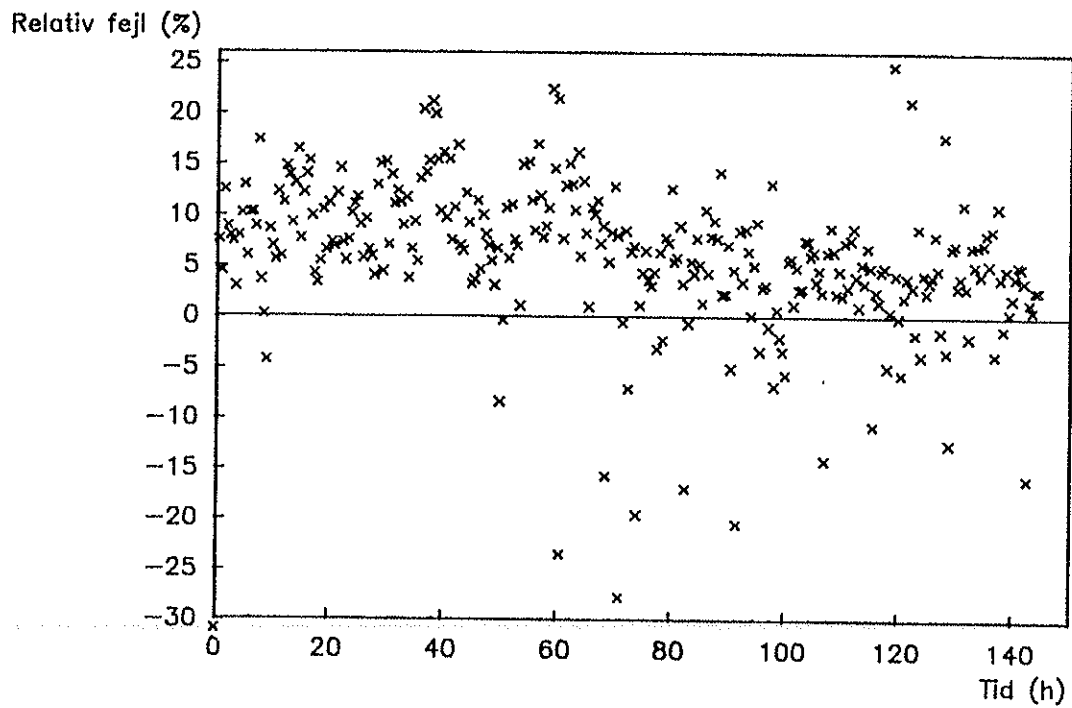


Fig. 3.9. Relativ fejl på varmebalance, 2-8.juli 1987.

#### 4. MÅLERESULTATER

Måleudstyret på Herlev Sygehus stod klar til drift i maj måned, hvor kølesæsonen normalt starter ved udetemperaturer over 13-14°C. På grund af den usædvanligt kolde sommer kom anlægget først i regelmæssig drift i slutningen af juni måned, og belastningen var meget lav igennem hele sommeren. I fig. 4.1 er vist belastningsvariationerne fra 25.juni til 4.august 1987. Det ses, at der har været én sammenhængende periode (1. uge i juli) med belastninger over 20% af anlæggets dimensionerende kuldeydelse. Hovedparten af analyserne af målingerne er derfor foretaget med data fra denne uge. Alle måleresultater vist i resten af dette kapitel er fra denne uge. Måleresultaterne fra de vigtigste målepunkter er vist i fig. 4.2.

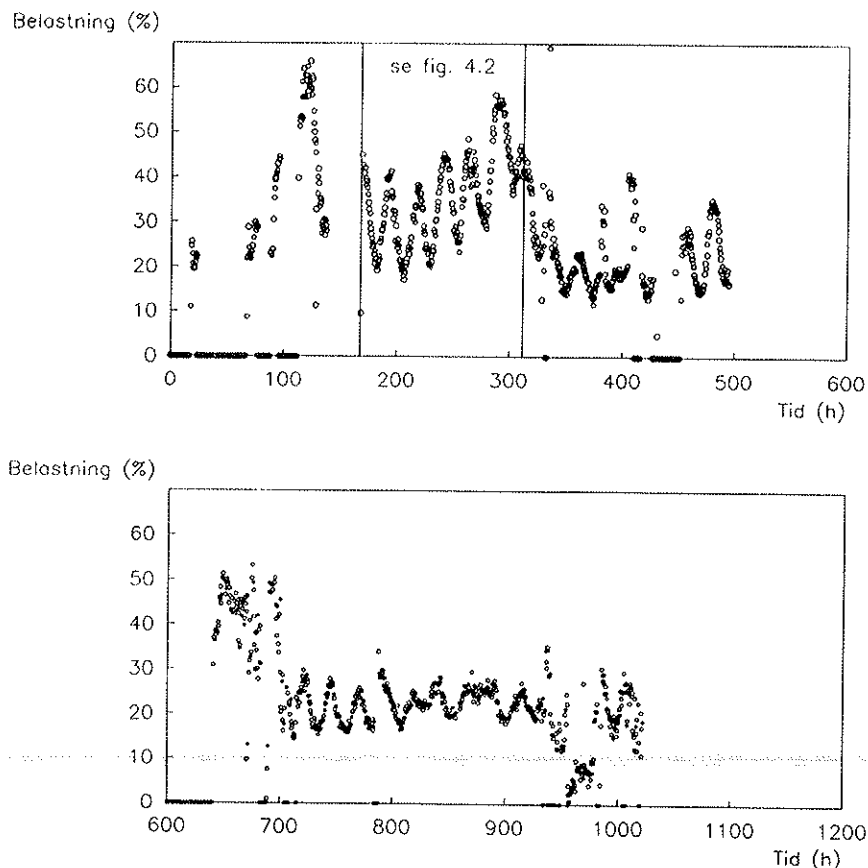


Fig. 4.1. Belastningsvariationen i perioden 25.juni-4.august 1987.

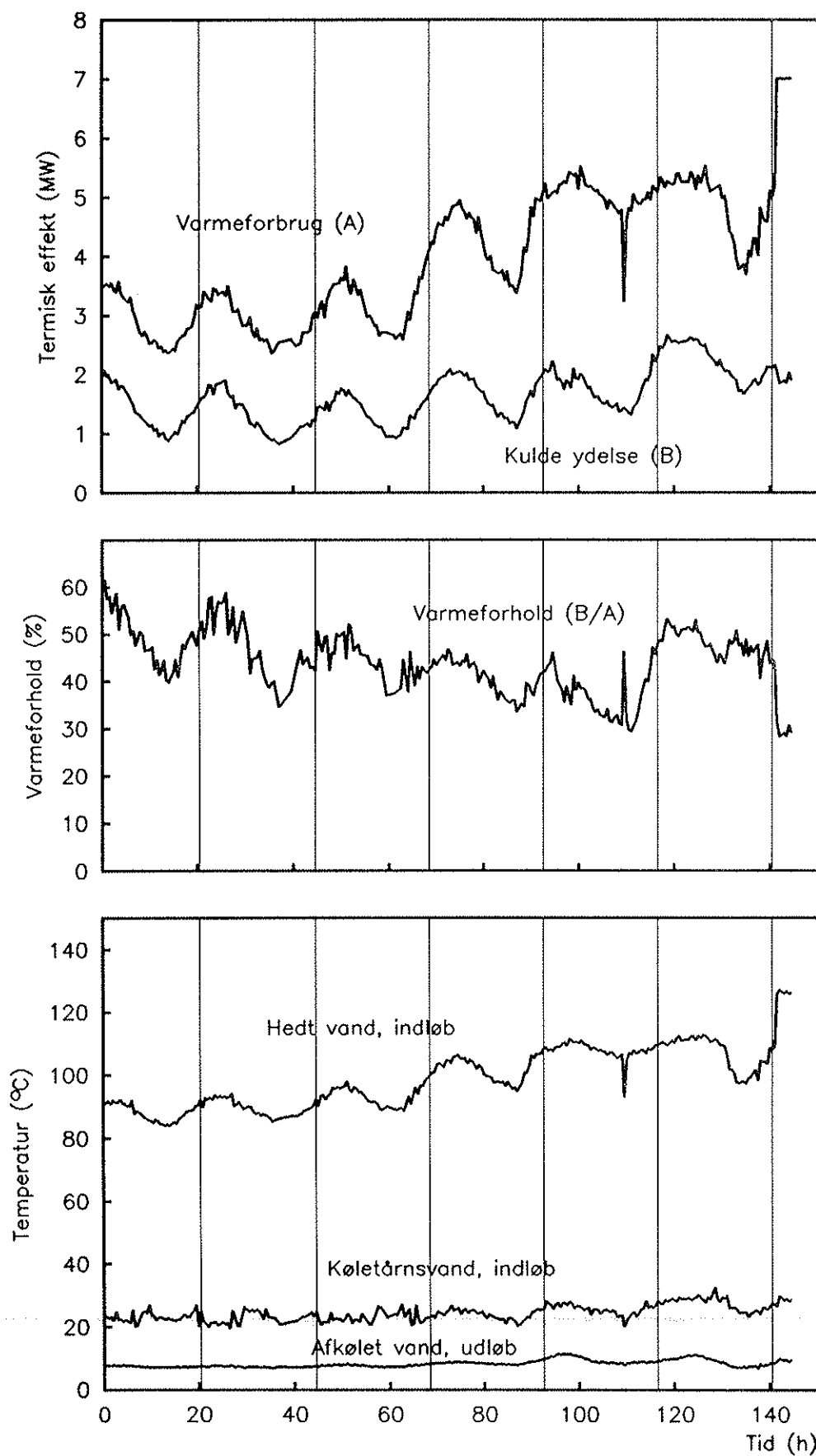


Fig. 4.2. Måleresultater for første uge i juli. Starttidspunkt er 2.juli kl. 15.30.

Varmeforbrug, kuldeydelse og varmekorhold udviser en tydelig 24 timers periodicitet, der skyldes døgnavariationerne i belastningen på køleanlægget.

Idet flowet af de tre ydre vandkredsløb (hedt vand, køletårns- vand og afkølet vand) igennem absorptionskølemaskinen er konstante, er variationerne i de ydre driftsbetingelser givet ved temperaturerne af disse vandflow. Hedt vands temperaturen udviser den samme døgnavariation som kuldeydelse og varmekorbrug. Temperaturen af køletårnsvandet varierer temmelig kraftigt på trods af, at det automatiske reguleringsudstyr skulle holde denne temperatur konstant. Den udgående temperatur af det afkølede vand, der leveres til sygehusets ventilationsanlæg, holdes derimod temmelig konstant af reguleringsudstyret.

I fig. 4.3 er vist varmekorbruget og kuldeydelsen som funktion af hedt vands indløbstemperaturen. Det ses, at varmekorbruget afhænger tilnærmelsesvis lineært af hedt vands temperaturen. Kuldeydelsen afhænger ligeledes af hedt vands temperaturen, men med langt større variationer. Restvariationerne i mellem måleresultaterne og de i fig. 4.3 indlagte lineære regressionslinier er i fig. 4.4 afbildet som funktioner af temperaturen af køletårns vand og afkølet vand. Det ses, at restvariationerne (den del af varmekorbruget og kuldeydelsen, der ikke kan forklares af hedt vands temperaturen) ikke udviser nogen sammenhæng med de to andre temperaturer.

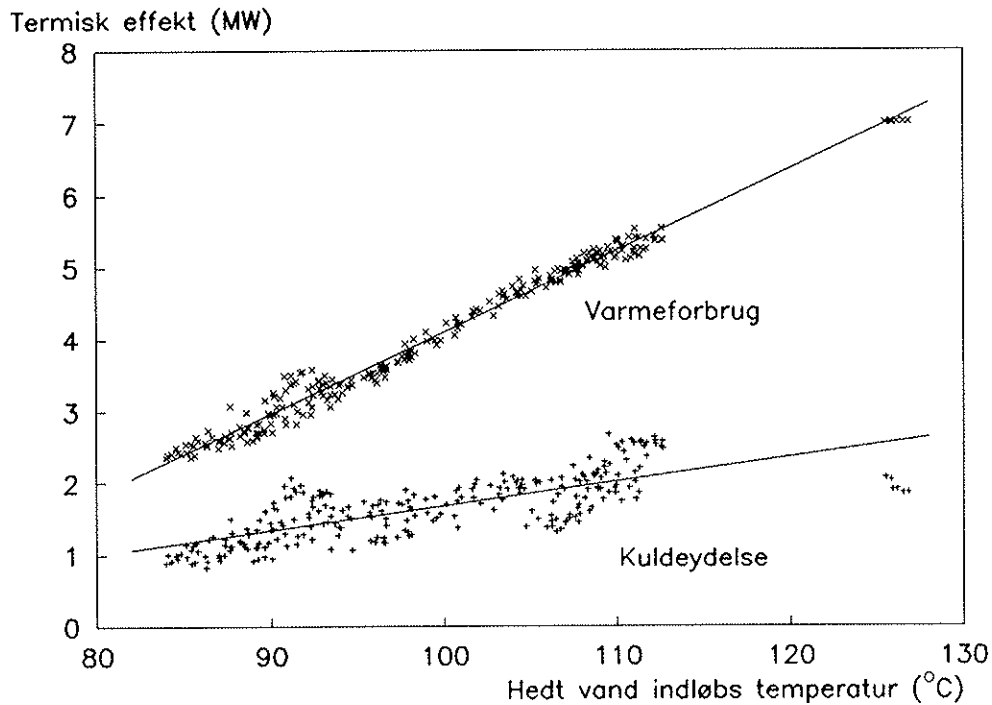


Fig. 4.3. Varmeforbrug og kuldeydelse som funktion hedt vands indløbstemperatur.

Som det fremgår af fig. 4.5 er restvariationen betydelig tidsafhængig med en tydelig døgnvariation. Dette betyder populært sagt, at absorptionskøleanlæggets ydelse ud over de øjeblikkelige driftsbetingelser er afhængig af, hvorledes driftsforholdene var "for lidt siden". Anlægget har altså betydelige dynamiske egenskaber.

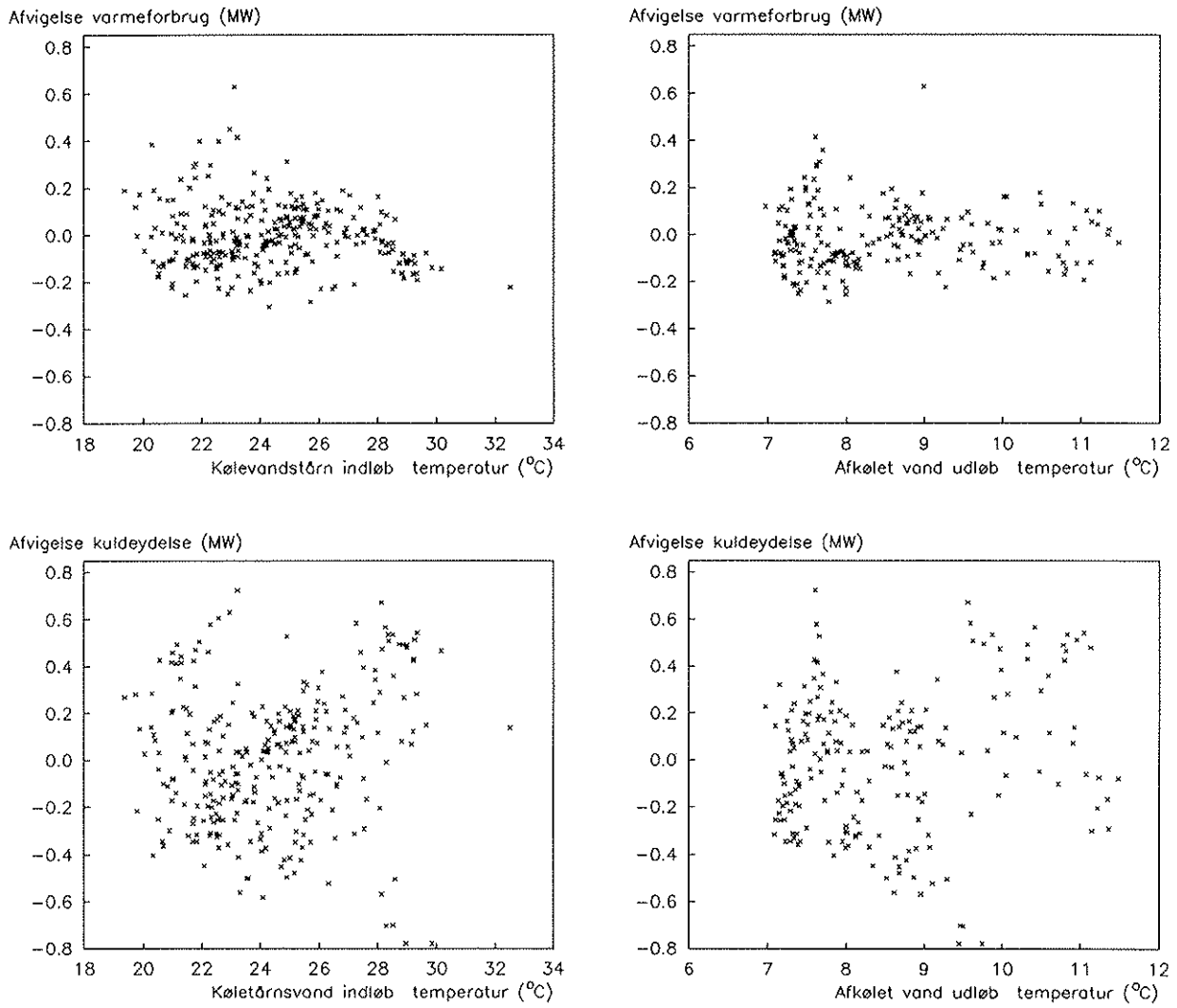


Fig. 4.4. Afvigelser imellem målinger og regressionslinier fra fig. 4.3.



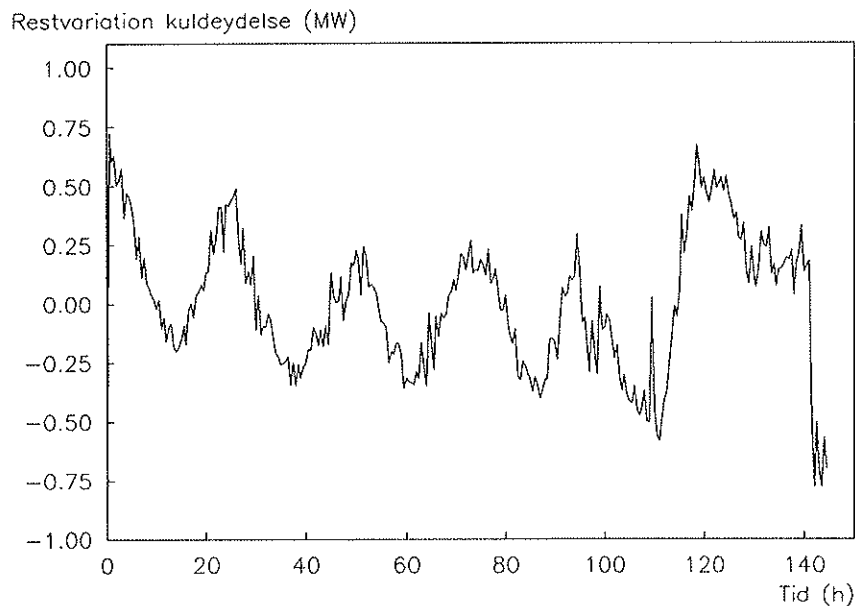


Fig. 4.5. Restvariation af kuldeydelse som funktion af tiden.

Som en delvis og kvalitativ forklaring kan nævnes, at efter en periode med lav belastning vil temperaturen af den LiBr-opløsning, der befinder sig i absorberen, være forholdsvis kold (ved belastning = 0% vil opløsningen nærme sig temperaturen af køletårns vandet). Netop en kold opløsning har en stor affinitet til kølemidlet (vand) og anlægget vil ved forøgelse af varmetilførslen i en periode kunne give en større kuldeydelse end den samme varmetilførsel i en stationær driftstilstand ville medføre.

Omvendt vil en formindskelse af varmetilførslen (sænkning af hedt vands indløbstemperaturen) efter en periode med høj belastning medføre et meget stort fald i kuldeydelsen.

Sammenholdes kurverne i fig. 4.2 for kuldeydelse og varmekorhold, ses at kuldeydelsen er svagt stigende igennem ugen, hvorimod varmekorholdet udviser en faldende tendens igennem de første 5 døgn.

Med henblik på at undersøge dette forhold nærmere, er det forsøgt at sammenligne de målte varmekorhold med fabrikantens opgivelser for dellastdrift. Fig. 4.6 viser varmetilførsler som funktion af belastningen. Kurven for køletårnsvandstemperatur = 85°F (29,4°C) er i fig. 4.7 omsat til varmekorhold som funktion af belastning. Ved 100% belastning er varmekorholdet 0,675 ifølge Trane's katalog. Af fig. 4.6 kan f.eks. for 30% belastning aflæses, at varmekorbruget er 35% af fuld last varmekorbruget. Varmekorholdet ved 30% belastning bliver da  $(0,3/0,35) \cdot 0,675 = 0,58$ . Det ses, at varmekorholdes har maksimum ved belastning på 80%.

Part Load Performance Without Economizer — All Units

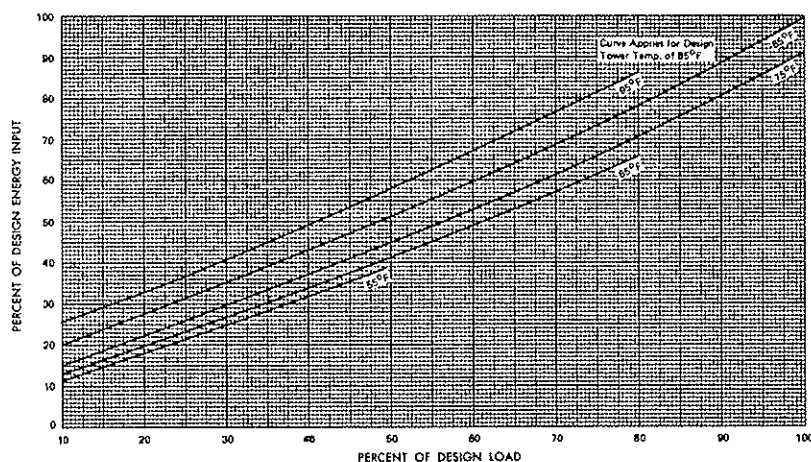


Fig. 4.6. Varmetilførslen i procent af varmetilførslen i dimensioneringstilstanden som funktion af belastningen for forskellige temperaturer af køletårnsvand.  
(Kilde: Trane).

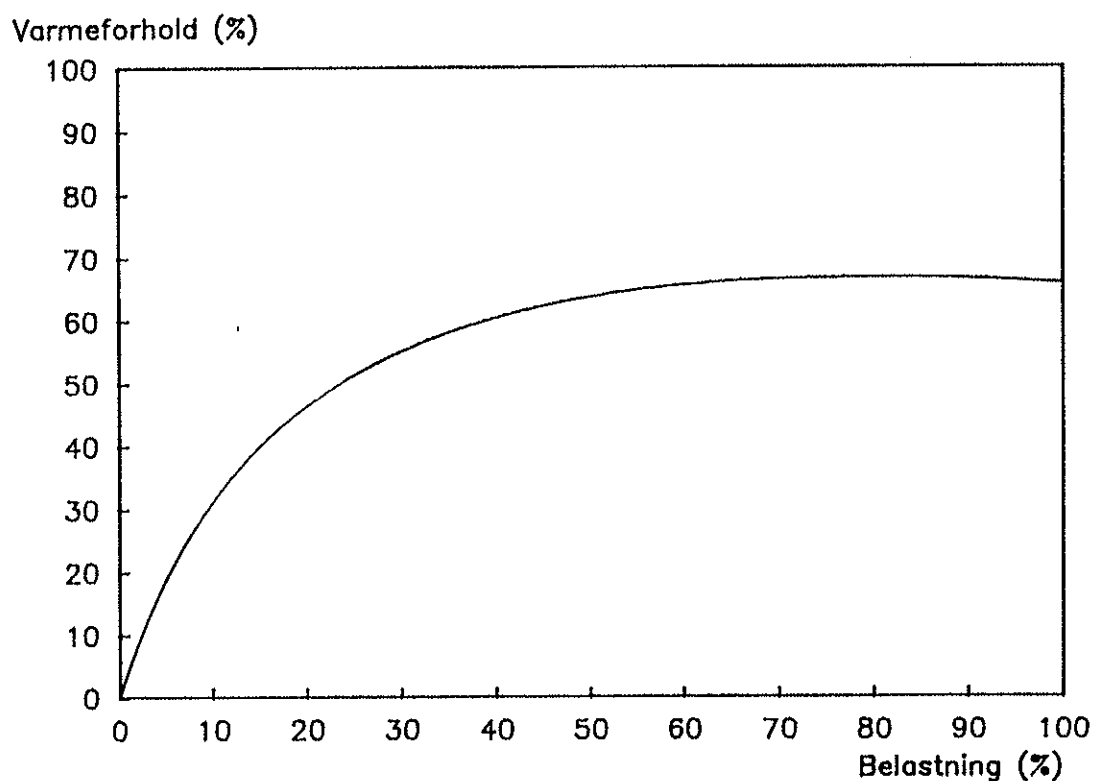


Fig. 4.7. Varmeforhold som funktion af belastning. Beregnet på basis af fig. 4.6.

I fig. 4.8 er vist de målte varmekorhold samt de varmekorhold, der fås ved at benytte målte belastninger, som indgang til kurven i fig. 4.7. Det ses, at maskinens varmekorhold igennem de første ca. 5 døgn stadig forringes i forhold til "fabrikantopgivelserne". På tidspunktet svarende til tid = ca. 110 h sker der pludselig en forbedring. Disse variationer i maskinens varmekorhold kan formentlig forklares ved indtrængning af luft og efterfølgende delvis evakuering (udluftning). Desværre kan dette ikke eftervises, idet der ikke er ført detaljeret driftsjournal.

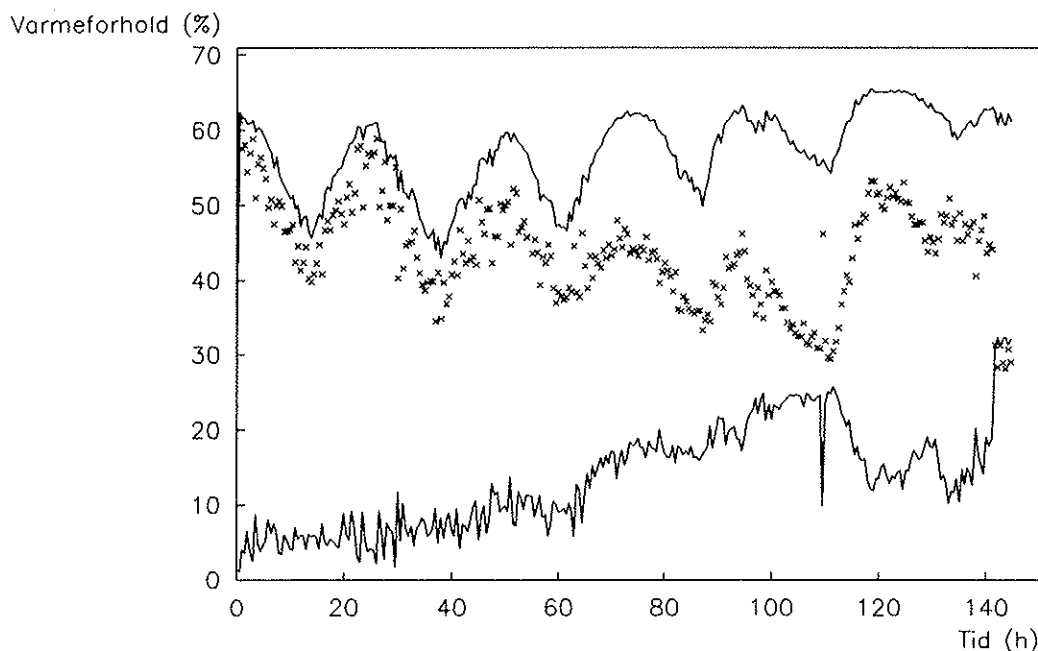


Fig. 4.8. Beregnede (efter fig. 4.7) og målte varmekforhold samt difference som funktion af tiden.

På baggrund af ovenstående gennemgang af måleresultaterne fra Herlev Sygehus, kan det konstateres, at de varmekforbrug, kuldeydelse og heraf følgende varmekforhold, der kan måles på et absorptionskøleanlæg i praktisk drift vil være kraftigt påvirket af en række forhold udover de øjeblikkelige temperaturer og flow:

- dynamisk forløb af belastningsændringer
- løbende ændringer af maskinkarakteristik grundet luftindtrængning og evakuering.
- almindelig måleusikkerhed

På grund af ovennævnte forhold vil det ikke være muligt at overføre data, der er opnået under stationære laboratorieforhold eller katalog data, direkte til praktisk drift.

Dersom de dynamiske forløb skal beregnes på forhånd, vil der kræves en total modellering af samtlige processer i det specifikke anlæg. Det har ikke været muligt i nærværende projekt.

## 5. TEKNISKE KARAKTERISTIKA

En række af de tekniske forhold, der ligger til grund for den økonomiske vurdering i kapitel 6 vil blive gennemgået i det følgende.

### 5.1. Lithiumbromid-vand

Et absorptionskøleanlægs ydelse vil afhænge af de temperaturforhold, hvorunder det skal benyttes. Blandt andet vil størrelsen og dermed investeringen for et givet anlæg afhænge af temperaturen (kvaliteten) af den drivenergi, der er til rådighed. Dette er illustreret ved en størrelsesfaktor (F) således at:

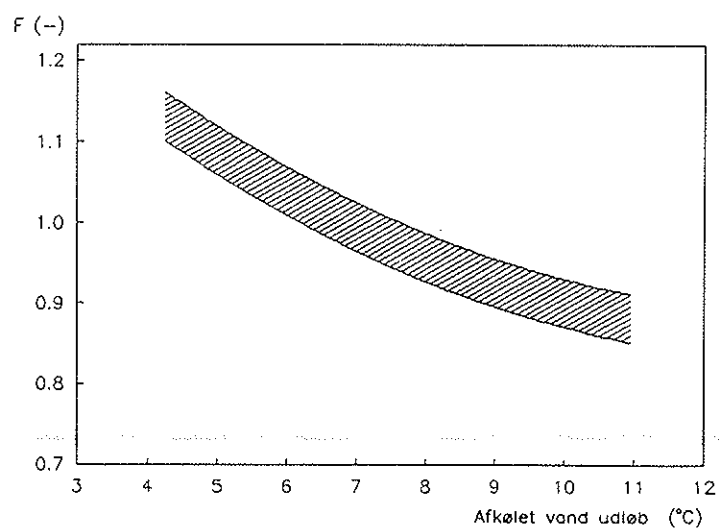
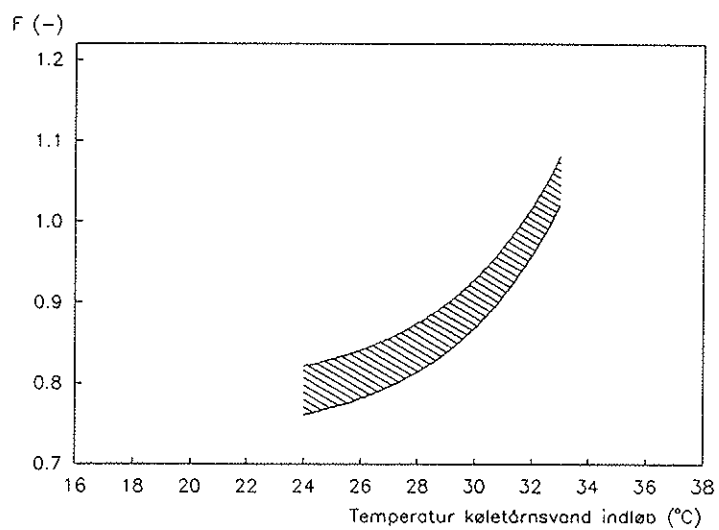
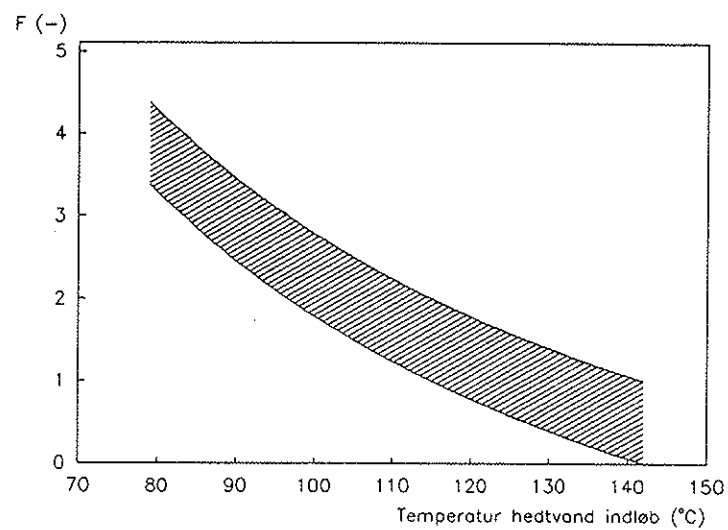
$$Q_{K,nom} = F \cdot Q_{K,dim} \quad (6)$$

hvor

$$\begin{aligned} Q_{K,nom} &= \text{kuldeydelse ved nominelle driftsbetingelser} \quad [W] \\ \text{temp. hedt vand ind} &= 130^{\circ}\text{C} \\ \text{temp. køletårns vand ind} &= 32^{\circ}\text{C} \\ \text{temp. afkølet vand ud} &= 7^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{K,dim} &= \text{aktuel ønsket dimensionerende kuldeydelse} \quad [W] \\ F &= \text{størrelsesfaktor} \quad [-] \end{aligned}$$

F's afhængighed af de tre temperaturer er vist i fig. 5.1. Som det fremgår af fig. 5.1 A betyder en sænkning af hedtvands temperaturen til  $100^{\circ}\text{C}$  ca. en fordobling af anlæggets størrelse. Dette medfører, at det kun for anlæg med overordentlig mange årlige drifttimer vil være økonomisk rentabelt at udnytte varmekilder under ca.  $120^{\circ}\text{C}$ .



**Fig. 5.1.** Størrelsesfaktor for AKA som funktion af vandtemperaturen.

En stor temperaturdifferens imellem hedt vand og køletårns vand medfører en stor udkogningsbredde (koncentrationsforskel imellem stærk og svag opløsning) og dermed en stor ydelse og varmekonforhold for maskinen. Men på grund af risikoen for udkrystallisering af LiBr og dermed stop for kredsprocessen er det i praksis ikke muligt at udnytte hedt vands temperaturen over ca. 130-140°C. Ligeledes kan køletårns vand temperaturer under 25-27°C kun udnyttes ved dellast.

I fig. 5.2 er vist varmekonforholdets afhængighed af hedt vands temperaturen. Foruden nogle fabrikant data for fuldlast er vist målte værdier fra første uge i juli 1987 på Herlev Sygehus. (middel  $\zeta = 0,44$ ). Som det fremgår af diskussionen i kapitel 4 er det opnåelige varmekonforhold stærkt afhængig af belastningsgraden, variationer i driftforholdene samt tætheden af maskiner og omhyggelig evakuering af luft. Ved omhyggelig dimensionering og drift skulle middelværdier for varmekonforholdet på 0,45-0,55 over driftperioden være opnåelige for anlæg til luftkonditionering.

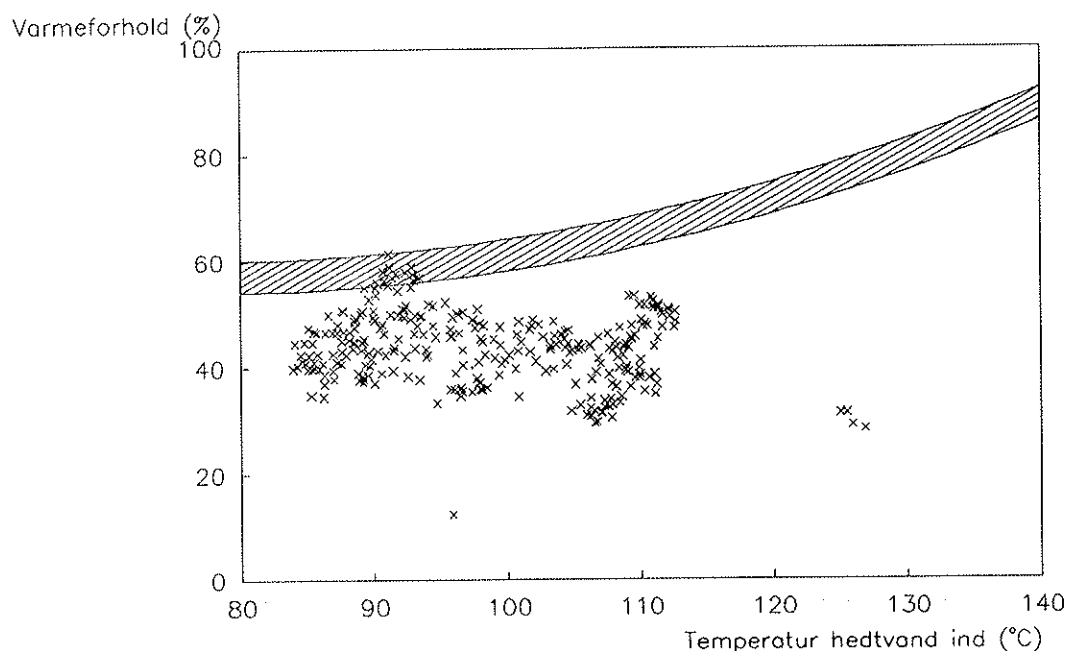


Fig. 5.2. Varmeforhold som funktion af hedt vand indløbstemperatur. x markerer målinger for Herlev. Det skraverede område dækker fabrikant data for fuld last.

## 5.2. Ammoniak-vand

I fig. 5.3.1 er vist den af Borsig opgivne nedre grænse for varmekildens temperatur for Ammoniak-vand AKA med et- og totrins desorption. Ved indsættelse af kølevandstemperatur = 25°C fås de i fig. 5.4 viste minimum varmekilde temperaturer som funktion af fordampningstemperaturen. De viste værdier er vejledende og ikke absolutte teoretiske minimumsværdier, men indeholder en afvejning af praktiske teknisk/økonomiske forhold. Ved design af konkrete anlæg kan der benyttes lavere varmekilde temperatur end de i figuren viste, men på bekostning af større investeringer og mindre varmeforhold.

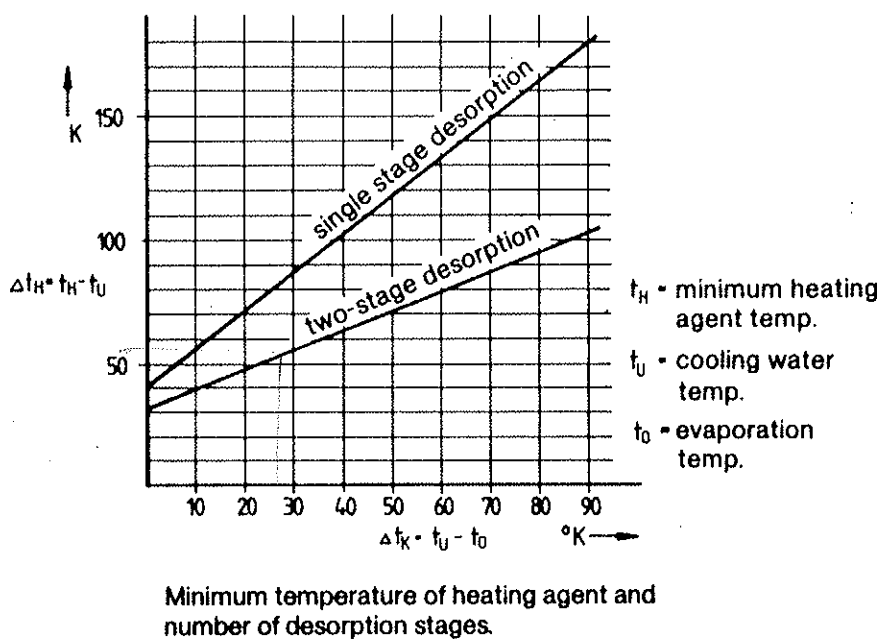


Fig. 5.3. Minimum temperaturdifferens imellem varmekilde og kølevand som funktion af temperaturdifferensen imellem kølevand og fordampningstemperatur (kilde BORSIG).



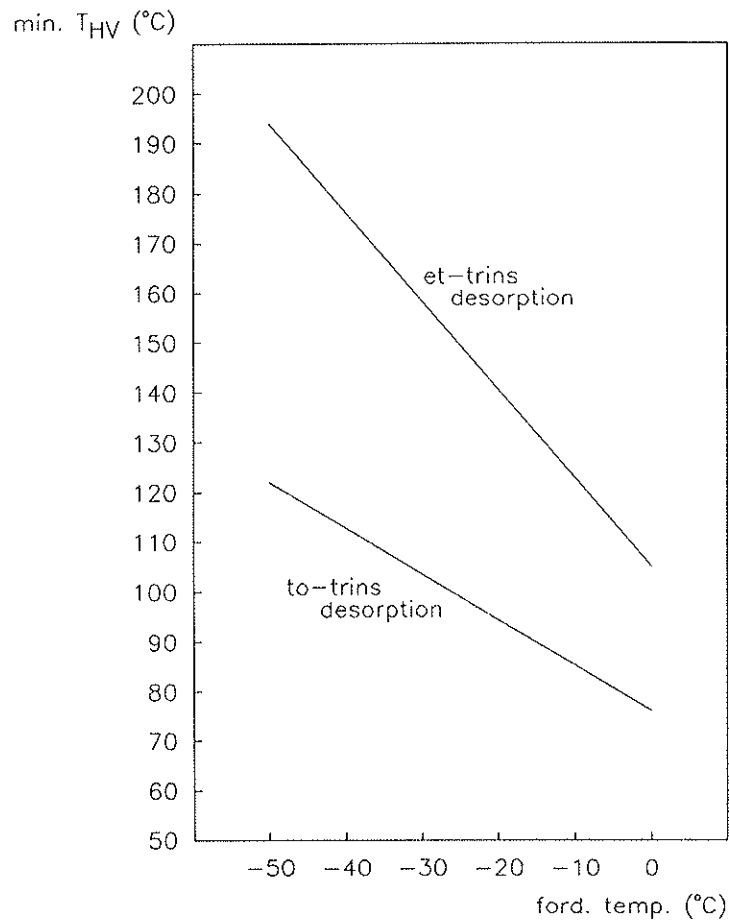


Fig. 5.4. Minimum varmekildetemperatur som funktion af fordampningstemperatur. Efter fig. 5.3 med  $T_{KV} = 25^{\circ}\text{C}$ .

I fig. 5.5 er vist varmekorholdet for AKA med et- og totrins desorption. Det ses, at der ved ettrins desorption opnås væsentlig større varmekorhold end ved totrins desorption, men forudsætningen herfor er, at der er en varmekilde til rådighed med en væsentlig højere temperatur.

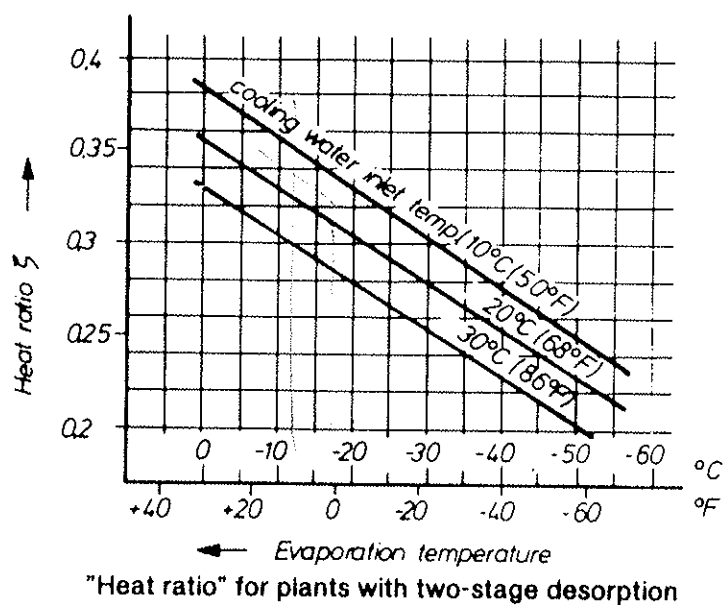
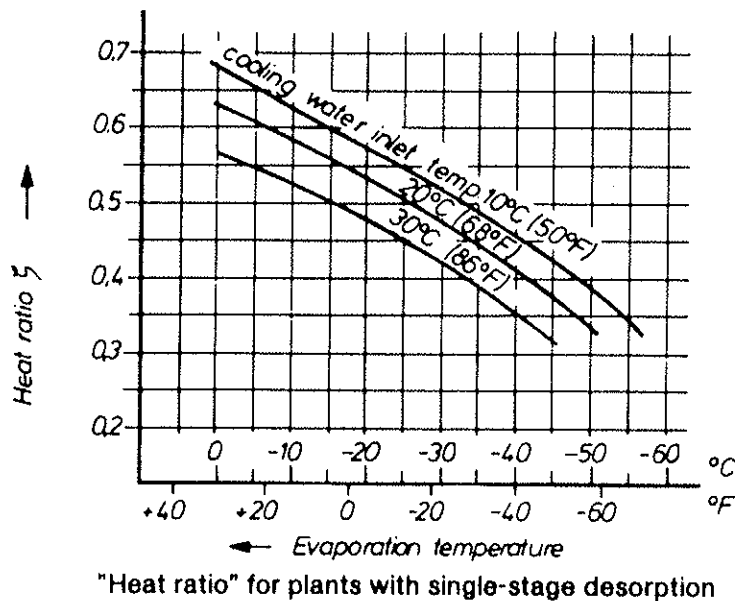


Fig. 5.5. Varmeforhold for et- og totrins desorption som funktion af fordampningstemperatur og kølevandstemperatur.

(Kilde BORSIG).

I fig. 5.6 er vist den nødvendige elektriske effekt til drift af opløsningspumper. Det ses, at der ikke er stor forskel på den nødvendige pumpeeffekt til et- og totrins desorption. Det må dog bemærkes, at opløsningspumperne kun repræsenterer en del af elforbruget. På grund af forskellen i varmekorhold vil anlæg med totrins desorption have et betydeligt større elforbrug til køling (drift af pumper og ventilatorer til køletårn) end ettrins anlæg.

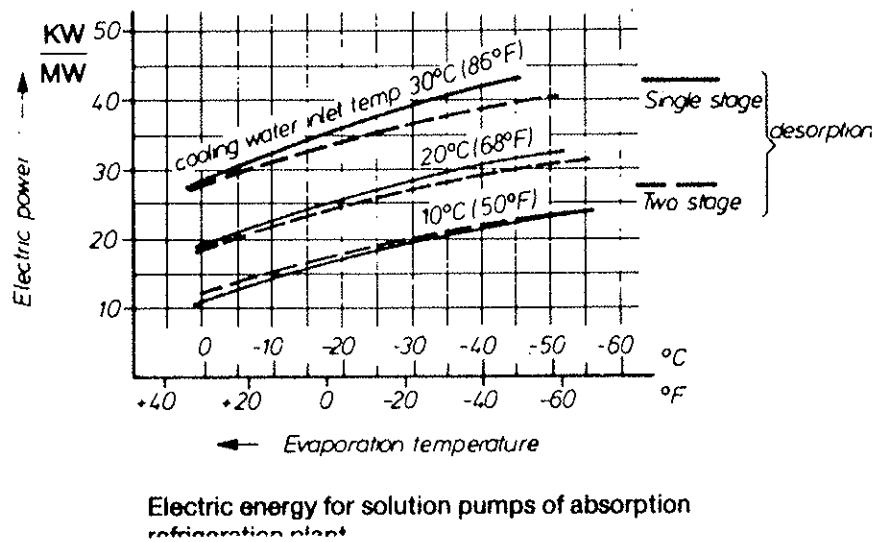


Fig. 5.6. kW el til opløsningspumpe pr. MW kuldeydelse for ammoniak AKA. (Kilde Borsig).

Til sammenligning med AKA er i fig. 5.7 vist effektfaktoren (elforbrug til kompressor/kuldeydelse) for et- og totrins ammoniak KKA. Der er forudsat brug af stempelkompressorer drevet af el-motorer med virkningsgrad = 0,85.

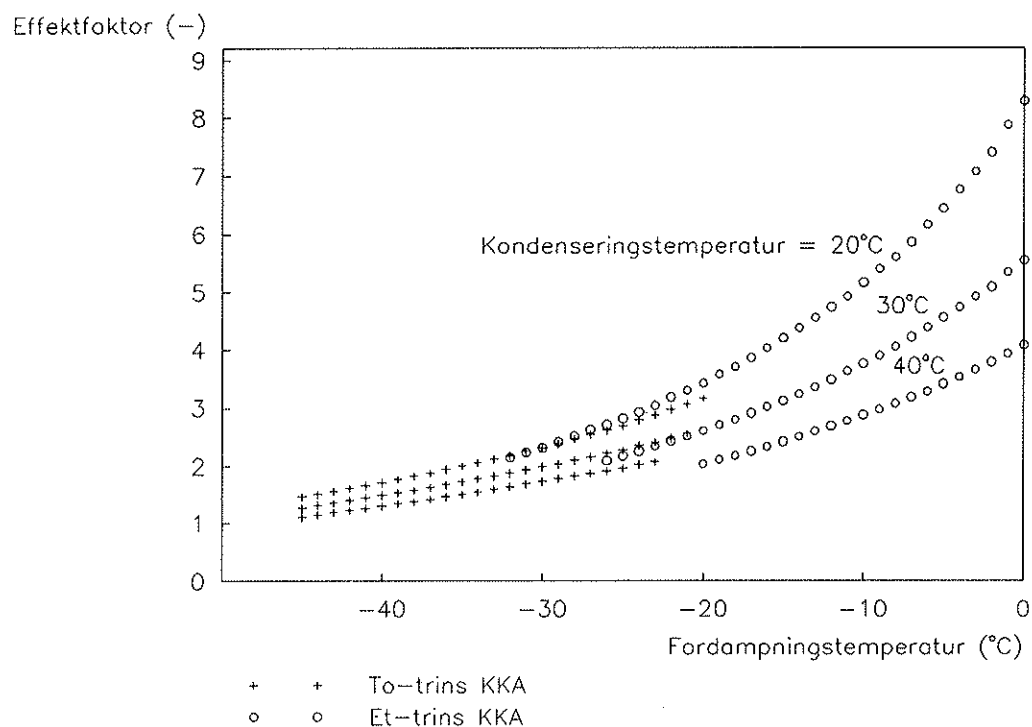


Fig. 5.7. Effektfaktor for et- og totrins ammoniak KKA.

## 6. ØKONOMISK VURDERING

Med henblik på at vurdere økonomien ved anvendelse af LiBr-vand AKA som alternativ til eldrevne vandkøleaggregater med stempel - eller turbokompressor, vil en række investeringer og driftsudgifter for begge typer anlæg blive gennemgået.

Da det ikke vil være muligt på dette sted at studere alle de mange muligheder for anlægsopbygning (flertrins anlæg, luftkølet kondensator, sammensætning af forskellige aggregater, reservekapacitet m.v.) vil analysen blive begrænset til anlæg opbygget af ét standard aggregat med påbygget vandkølet kon-

densator forbundet til køletårn. Omkostninger forbundet med fremføring af drivenergien (varme/el) til anlægget (fjernvarmenet, elnet, transformatorer m.v.) vil være stærkt afhængige af lokale forhold og er derfor ikke medregnet.

I tilfælde af nyinstallation eller total udskiftning af et eksisterende anlæg, kan den simple tilbagebetalingstid for merinvesteringen ved AKA udtrykkes som:

$$t_{PB} = \frac{I_{AKA} - I_{KKA}}{D_{KKA} - D_{AKA}} \quad (7)$$

hvor

$t_{PB}$	= tilbagebetalingstid	[år]
$I_{AKA}$	= investeringer for AKA	[kr]
$I_{KKA}$	= investeringer for KKA	[kr]
$D_{KKA}$	= årlige driftsudgifter for KKA	[kr/år]
$D_{AKA}$	= årlige driftsudgifter for AKA	[kr/år]

### 6.1. Investeringer

I Fig. 6.1 er vist nogle værdier for priserne på vandkøleaggregater for to forskellige fabrikater (Carrier og Trane). Aggregaternes ydelse er forsøgt henført til en standard driftstilstand svarende til:

hedt vandstemperatur ind:	130°C
køletårns vand ind	: 32°C
afkølet vand ud	: 7°C

Priserne omfatter komplette vandkøleaggregat med vandkølet kondensatorer, men ikke køletårne, pumper, rørinstallationer m.v. Det ses, at for mindre (under 1000 kW) aggregater er turbokompressorer væsentligt dyrere end stempelkompressorer, og for større anlæg (over 2000 kW) er prisdifferencen imellem AKA og KKA lille.

	Fabrikat 1	Fabrikat 2
AKA	■	▣
KKA Stempel	●	✱
KKA Turbo		○ ⊗ ⊕

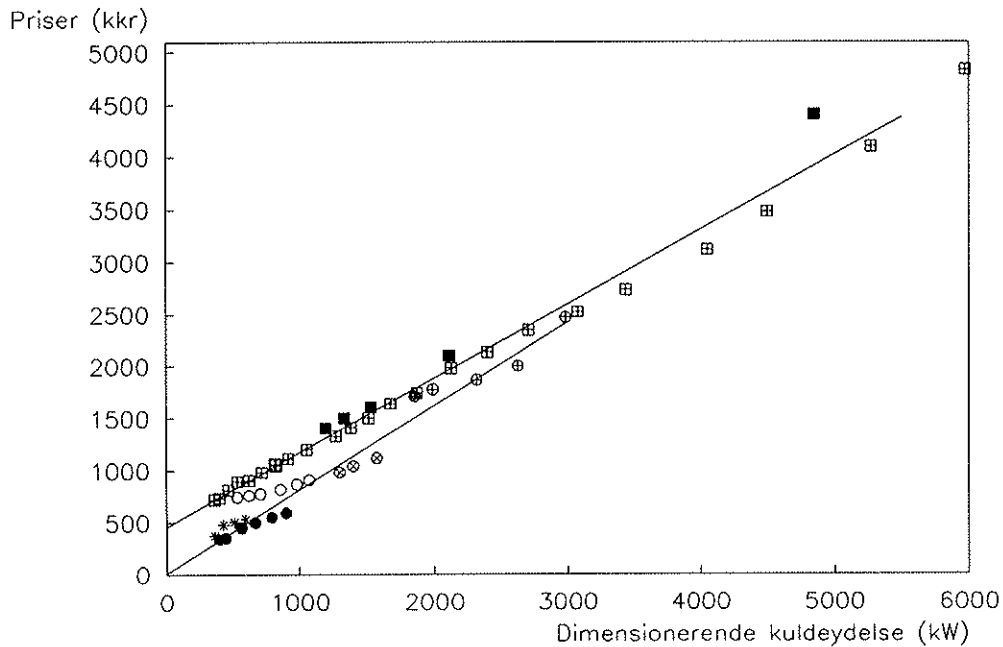


Fig. 6.1. Priser på vandkøleaggregater.

I diagrammet er indlagt to rette regressionslinier, en for AKA og en for KKA. I beregningen af linien for KKA er ikke medtaget de med o mærkede punkter. Dette skyldes, at de mindre turbo-kompressor aggregater trods lidt bedre virkningsgrad ved fuld last og længere levetid næppe vil være interessante på det danske marked, idet antallet af årlige drifttimer næppe vil kunne sikre en rimelig tilbagebetaling af merinvesteringen.

Idet der fra AKA skal bortledes betydeligt større varmemængder end fra KKA er investeringerne til køletårne vurderet. Af Fig. 6.2 ses, at prisen for køletårne stort set er proportional med vand flowet. Priserne gælder for komplette standard køletårne med indbygget bundkar og ventilatorer, men uden pumper, rørinstallationer m.v. De forudsatte driftsbetingelser er:

ude temperatur vådt termometer: 20°C  
vandtemperatur indløb : 40°C  
vandets afkøling : 8°C

Den dimensionerende ydelse af køletårnet kan beregnes som:

$$Q_{KT,dim} = Q_{K,dim} + Q_{V,dim} = Q_{K,dim} \cdot (1 + 1/\zeta_{dim}) \text{ for AKA} \quad (8)$$

$$Q_{KT,dim} = Q_{K,dim} + W_{dim} = Q_{K,dim} \cdot (1 + 1/\epsilon_{dim}) \text{ for KKA} \quad (9)$$

hvor

$Q_{K,dim}$	= dimensionerende kuldeydelse	[W]
$Q_{V,dim}$	= dimensionerende varmekonsum	[W]
$W_{dim}$	= kompressorens dim. elforbrug	[W]
$\zeta_{dim}$	= dimensionerende varmekonsum	[-]
$\epsilon_{dim}$	= dimensionerende effektivitet	[-]

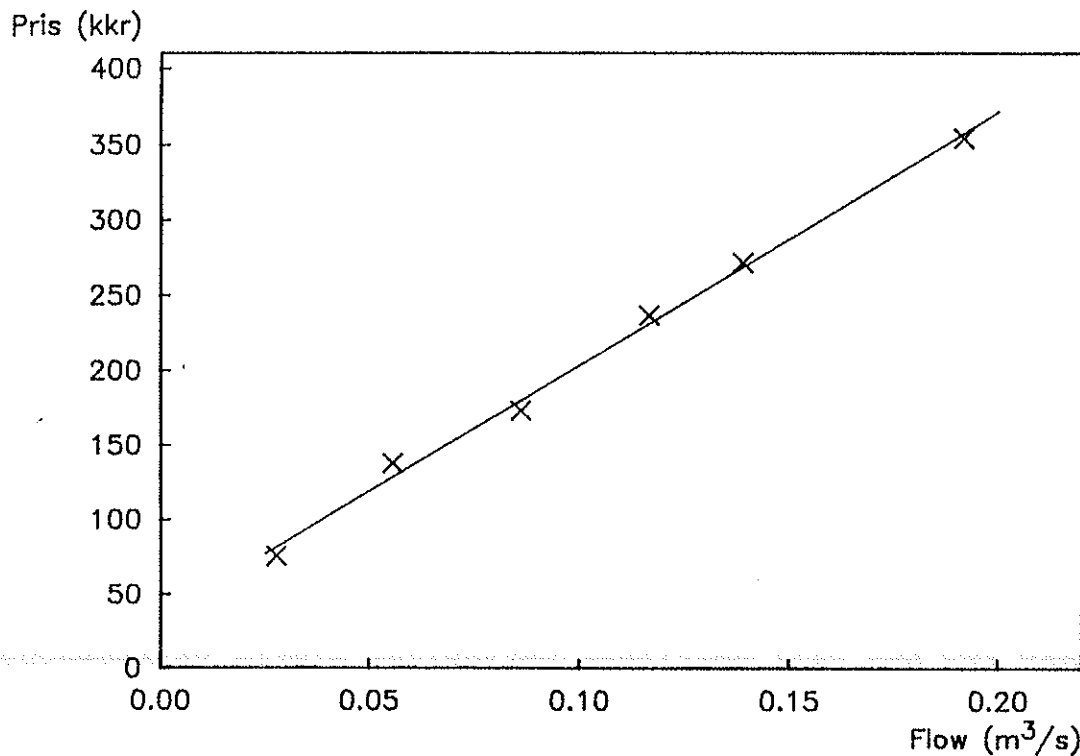


Fig. 6.2. Priser på køletårne.

Det dimensionerende flow af køletårnsvand kan beregnes af:

$$V_{KT,dim} = \frac{Q_{KT,dim}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{KT}} \quad (10)$$

hvor

$\rho$  = massefylde for vand [kg/m<sup>3</sup>]

$c_p$  = varmekapacitet for vand [J/kg°C]

$\Delta T_{KT}$  = temp. difference for køletårnsvand [°C]

Investeringerne for AKA kan nu beregnes som prisen for vand-køleaggregat plus prisen for køletårn:

$$I_{AKA} = C_1 \cdot Q_{K,dim} + C_2 + C_5 \cdot \frac{Q_{K,dim} \cdot (1 + 1/\epsilon_{dim})}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{KT}} + C_6 \quad (11)$$

hvor

$C_1$  og  $C_2$  = regressionskonstanter for AKA, Fig. 6.1.

$C_5$  og  $C_6$  = regressionskonstanter for køletårn, Fig. 6.2.

Investeringerne for KKA kan beregnes som for AKA:

$$I_{KKA} = C_3 \cdot Q_{K,dim} + C_4 + C_5 \cdot \frac{Q_{K,dim} \cdot (1 + 1/\epsilon_{dim})}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{KT}} + C_6 \quad (12)$$

hvor

$C_3$  og  $C_4$  = regressionskonstanter for KKA, fig. 6.1.

Merinvesteringen for AKA (tælleren i (7)) beregnes som:



$$I_{AKA} - I_{KKA} = Q_{K,dim} \cdot (C_1 - C_3) + C_2 - C_4 +$$

$$Q_{K,dim} \cdot \frac{1/\zeta_{dim} - 1/\rho_{dim}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{KT}} \cdot C_5 \quad (13)$$

Med henblik på en overslagsmæssig dimensionering af køletårn, er der valgt følgende værdier:

$$\zeta_{dim} = 0,7 \quad \epsilon_{dim} = 3,75 \quad \Delta T_{KT} = 8^{\circ}\text{C}$$

Formel (13) kan nu skrives som:

$$I_{AKA} - I_{KKA} = Q_{K,dim} \cdot (C_1 - C_3 + K \cdot C_5) + C_2 - C_4 \quad (14)$$

hvor

$$K = \frac{1/\zeta_{dim} - 1/\epsilon_{dim}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{KT}} = \frac{1/0,7 - 1/3,75}{998 \cdot 4182 \cdot 8} = 34,8 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{J} \quad (15)$$

For regressionskoefficienten er fundet følgende værdier:

$$C_1 = 0,71116 \quad \text{kr/W} \quad C_2 = 460000 \text{ kr.}$$

$$C_3 = 0,80352 \quad \text{kr/W} \quad C_4 = 10000 \text{ kr.}$$

$$C_5 = 1,68 \cdot 10^6 \quad \text{kr/m}^3 \quad C_6 = 35000 \text{ kr.}$$

Investeringerne som funktion af anlægsstørrelse ( $Q_{K,dim}$ ) er vist i Fig. 6.3.

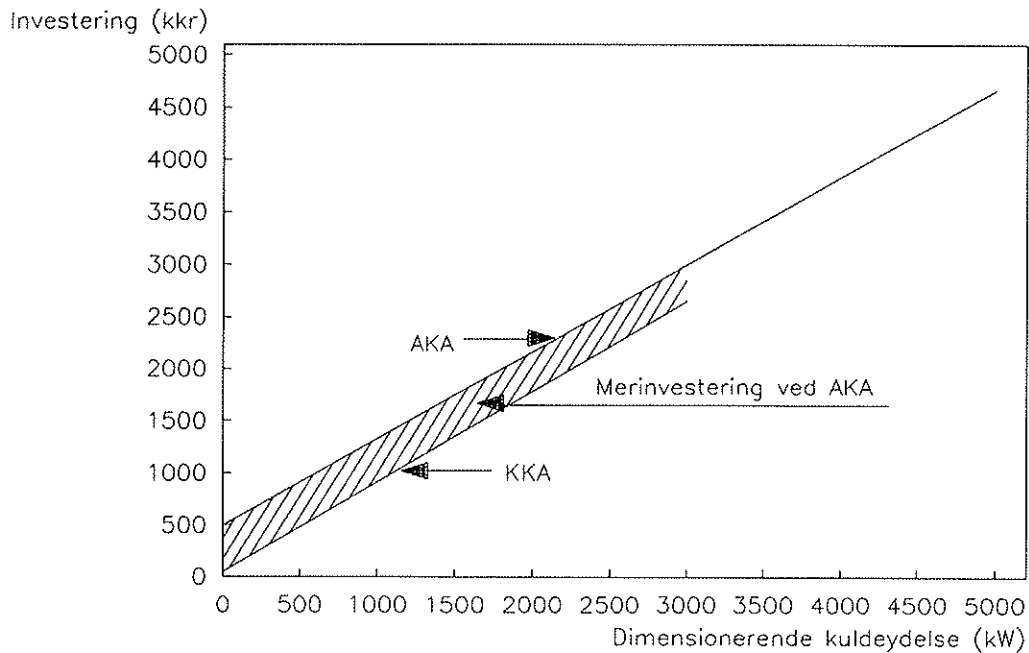


Fig. 6.3. Investeringer for vandkøleanlæg inklusiv køletårne.

## 6.2. Driftsudgifter

De væsentligste bidrag til de variable driftsomkostninger for køleanlæggene vurderes at være:

- primært energiforbrug, varme eller el til kompressor
- sekundært energiforbrug, el til ventilatorer, pumper m.v.
- vandforbrug til køletårn

De faste driftsudgifter til f.eks. driftspersonale, der vurderes ikke at være væsentligt forskellige for AKA og KKA, er ikke medtaget i det følgende.

De variable omkostninger antages at være proportionale med den producerede kuldemængde og kan da udtrykkes ved:

$$D_{AKA} = (P_{varme}/\zeta_m + e_{s,AKA} \cdot P_{el} + e_{v,AKA} \cdot P_{vand}) \cdot Q_{K,dim} \cdot t_{eq} \quad (16)$$

$$D_{KKA} = (P_{el}/\rho_m + e_{s,KKA} \cdot P_{el} + e_{v,KKA} \cdot P_{vand}) \cdot Q_{K,dim} \cdot t_{eq} \quad (17)$$

hvor

$P_{varme}$	= pris for varme	[kr/kWh]
$P_{el}$	= pris for el	[kr/kWh]
$P_{vand}$	= pris for vand	[kr/m <sup>3</sup> ]
$\zeta_m$	= middel varmemeforhold over året	[-]
$\epsilon_m$	= middel effektfaktor over året	[-]
$e_{s,...}$	= specifikt sekundært elforbrug	[W/W]
$e_{v,...}$	= specifikt vandforbrug	[m <sup>3</sup> /kWh]
$t_{eq}$	= ækvivalent driftstid ved fuld last	[h/år]

De opnåelige middel varmemeforhold og effektfaktorer er diskuteret i kapitel 5.

De sekundære elforbrug kan variere en del afhængig af f.eks. afstand til køletårn, støjkrav m.v. I tabel 6.1 er anført nogle overslagsværdier for et anlæg med  $Q_{K,dim} = 1000$  kW.

Tabel 6.1. Sekundære elforbrug for et 1000 kW køleanlæg.

Forbruger	AKA [kW]	KKA [kW]
Ventilatorer i køletårn	20	10
Pumpe for køletårnsvand	20	10
Pumpe for hedt vand	3	
LiBr-opløsningspumpe	5	
Ialt	48	20

Såfremt de sekundære elforbrug antages at være proportionale med såvel anlægsstørrelse og produceret kuldemængde (til dels men ikke helt rigtigt) kan proportionalitets konstanterne bestemmes til:

$$e_{s,AKA} = 48000/1000000 = 0,048 \text{ W/W}$$

$$e_{s,KKA} = 20000/1000000 = 0,020 \text{ W/W}$$

Den årlige bortførte varmemængde i køletårnet kan beregnes som:

$$Q_{KT} = (1+1/\zeta_m) \cdot Q_{K,dim} \cdot t_{eq} \quad \text{for AKA} \quad (18)$$

$$Q_{KT} = (1+1/\epsilon_m) \cdot Q_{K,dim} \cdot t_{eq} \quad \text{for KKA} \quad (19)$$

Den årlige fordampede vandmængde bliver:

$$V_{vand,ford} = \frac{Q_{KT}}{\rho \cdot r} \quad (20)$$

hvor

$$r = \text{vands fordampningsvarme} = 2,45 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Vandforbruget fra et køletårn er altid en del større end den fordampede mængde. Dette skyldes dels dråbetab og dels en konstant bortledning af en del af det cirkulerende vand. Denne bortledning er nødvendig for at undgå for kraftig opkoncentrering og udfældning af salte. Afhængig af spædevandets kvalitet er det praktiske vandforbrug 1,5-3 gange den teoretisk fordampede mængde. Det specifikke vandforbrug kan da udtrykkes som:

$$e_{v,AKA} = \frac{1+1/\zeta_m}{\rho \cdot r} \cdot \phi \quad (21)$$

$$e_{v,KKA} = \frac{1+1/\epsilon_m}{\rho \cdot r} \cdot \phi \quad (22)$$

hvor

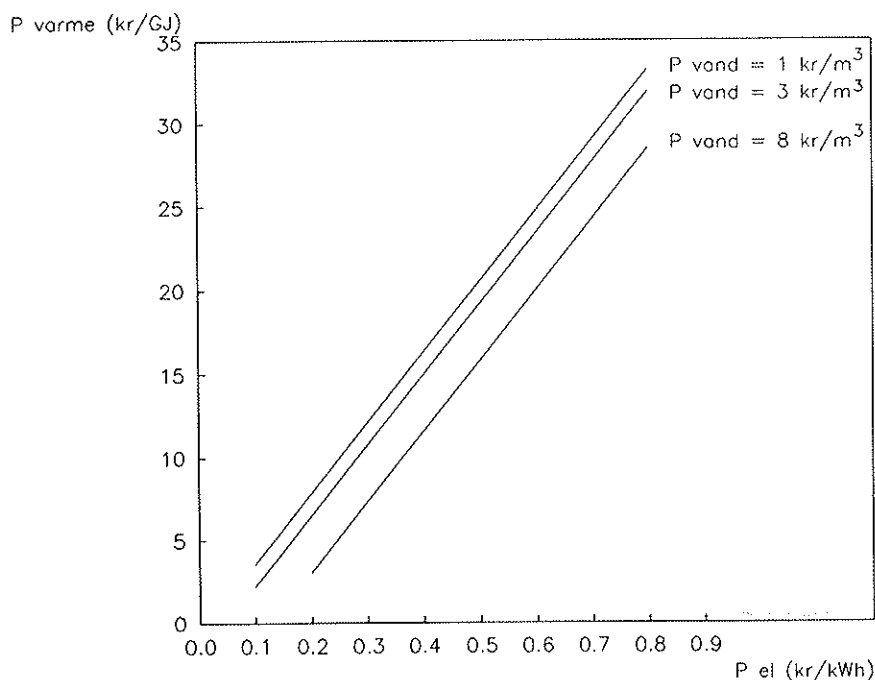
$\phi$  = faktor for dråbetab og bortledning (1,5-3) [-]

Prisen for vand varierer meget kraftigt fra ca. 1 kr/m<sup>3</sup> til 8-9 kr/m<sup>3</sup>, og omfatter ofte kloakbidrag for bortledning af spildevand.

De årlige driftsbesparelser ved AKA kan nu udtrykkes som:

$$D_{KKA} - D_{AKA} = (P_{el}/\epsilon_m - P_{varme}/\zeta_m + (e_{s,KKA} - e_{s,KKA}) \cdot P_{el} + (1/\epsilon_m - 1/\zeta_m) \cdot \frac{\phi}{\rho \cdot r} P_{vand}) \cdot Q_{K,dim} \cdot t_{eq} \quad (23)$$

Med henblik på at illustrere driftsudgifternes følsomhed for de forskellige priser, er i fig. 6.4 vist den varmepris, for hvilken driftsudgifterne er ens for AKA og KKA.



**Fig. 6.4.** "Ligevægts varmepris" (ens driftsudgifter for AKA og KKA) som funktion af el-pris og vand-pris.

Forudsætningen for fig. 6.4 er:

$$\epsilon_m = 3$$

$$\zeta_m = 0,5$$

$$e_{s,KKA} = 0,020 \text{ W/W}$$

$$e_{s,AKA} = 0,048 \text{ W/W}$$

$$\phi = 2$$

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

### 6.3. Tilbagebetalingstider

Til samlet vurdering af investeringer og driftsudgifter benyttes den simple tilbagebetalingstid for et nyetableret anlæg efter ligning (7). Tilbagebetalingstidens afhængighed af en række af de indgående parametre er vist i fig. 6.5. Som generelle forudsætninger for de gennemregnede eksempler er gjort følgende antagelser:

investeringer : der benyttes de i afsnit 6.1 fundne værdier  
for  $C_1 \dots C_6$

driftsudgifter:  $\epsilon_m = 3$   $\zeta_m = 0,5$

$$e_{s,KKA} = 0,020 \text{ W/W} \quad e_{s,AKA} = 0,048 \text{ W/W}$$

$$\phi = 2 \quad P_{\text{vand}} = 3 \text{ kr/m}^3$$

$$P_{el} = 0,30 \text{ kr/kWh og } 0,50 \text{ kr/kWh}$$

For el-prisen er benyttet 2 værdier, der overslagsmæssigt gælder for henholdsvis private erhvervsvirksomheder (excl. el-afgift) og offentlige virksomheder (incl. el-afgift).

Fig. 6.5 A1 og A2 er optegnet under forudsætning af gratis varme med henblik på besvarelse af spørgsmålet:

Hvad er den økonomiske mindste størrelse for LiBr-vand AKA?

Af figurerne fremgår, at for private virksomheder vil den mind-

ste økonomiske anlægsstørrelse ligge i området 800-1000 kW og for offentlige 400-600 kW dimensionerende kuldeydelse. Såfremt varmen ikke er gratis, skal anlæggene være endnu større.

Fig. 6.5 B1 og B2 er optegnet under forudsætning af en dimensionerende kuldeydelse på 3000 kW med henblik på besvarelse af spørgsmålet:

Hvad er den maksimale pris for varme til drift af LiBr-vand AKA?

	El-pris 0,30 kr/kWh	El-pris 0,50 kr/kWh
Varme pris		
0 kr./GJ	A1	A2
Dim. kuldeydelse		
3000 kW	B1	B2

Af figuren ses, at tilbagebetalingstiden går imod uendelig for varmepriser større end 7-9 kr/GJ for private og 16-18 kr/GJ for offentlige virksomheder. For mindre anlæg må varmeprisen være endnu mindre.

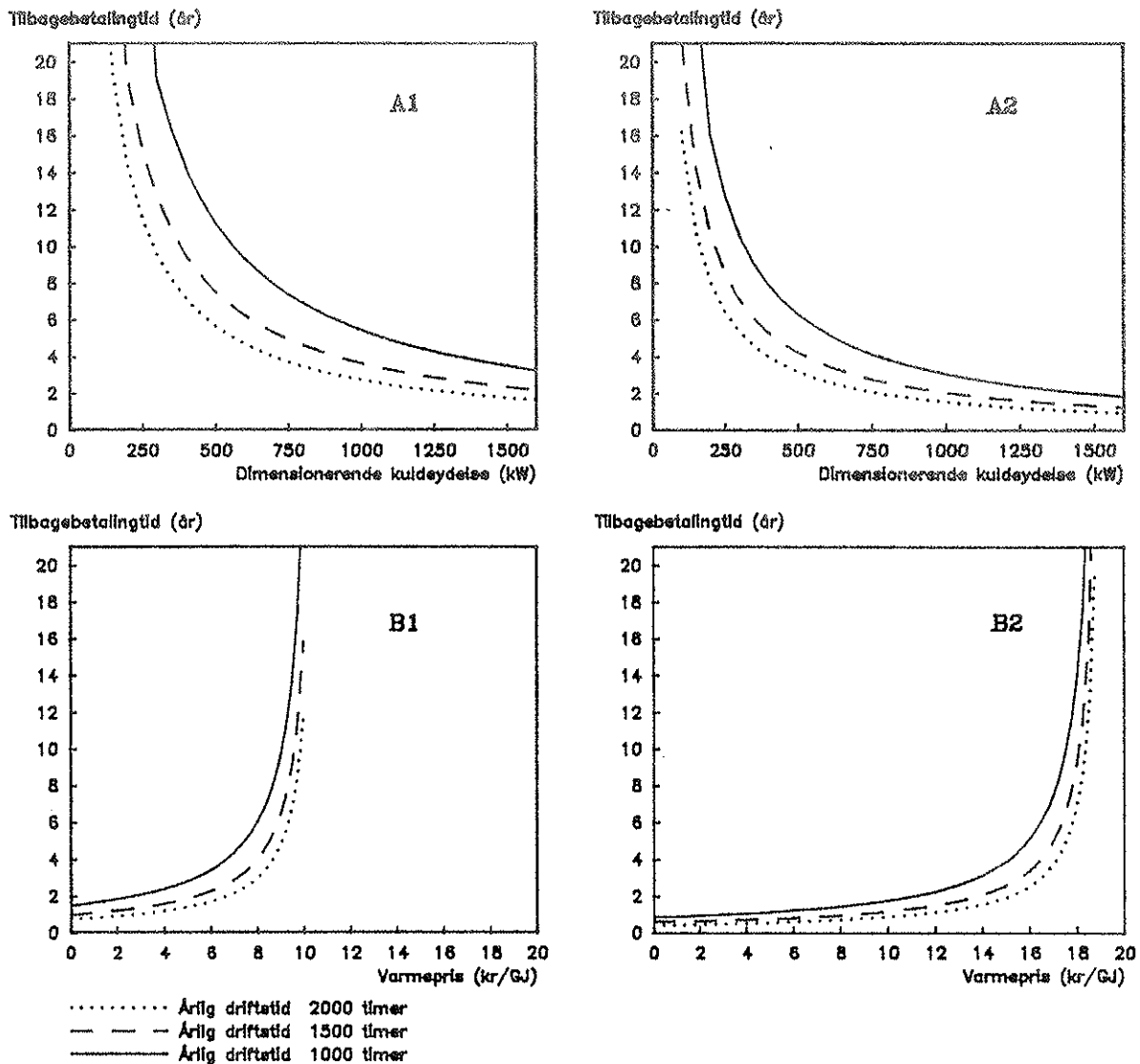


Fig. 6.5. Simple tilbagebetalingstider for LiBr-vand absorptionskøleanlæg.

#### 6.4. Ammoniak-vand

På trods af at ammoniak-vand AKA har været benyttet i mere end hundrede år, har det været vanskeligt at fremskaffe relevante økonomiske data. Før oliekrisen havde ammoniak-vand AKA en vis udbredelse specielt til egentlig lavtemperatur køling under  $-40^{\circ}\text{C}$  f.eks. frysetørring. Men på grund af de kraftige stigninger på varmepriserne og fremkomsten af forholdsvis billige og driftsikre skruekompressorer, har AKA tabt næsten hele dette



marked. Ammoniak-vand AKA produceres i dag stort set kun som store anlæg (kuldeydelse større end 1 MW), og der eksisterer p.t. ingen dansk produktion.

I slutningen af 1970'erne havde Atlas A/S en dansk produktion af ammoniak-vand AKA. En stor del af tegninger, beregninger m.v. fra denne produktion er desværre gået tabt, men som et groft skøn vurderes det, at investeringsudgifterne til AKA (anlægs unit + køletårn) vil være ca. 1,5-2 x investeringerne til KKA (skruekompressor + fordampningskondensator).

Differencen i driftsudgifter for ammoniak KKA og ammoniak-vand AKA kan vurderes på samme måde som for LiBr-vand anlæg (formel 16 og 17). Når der ses bort fra sekundære elforbrug til pumper m.v. og udgifter til vand, kan der opstilles følgende simple udtryk for ligevægt imellem driftsudgifterne for de to anlægstyper:

$$P_{el}/P_{varme} = \epsilon_m / \zeta_m \quad (24)$$

Ved hjælp af ovenstående udtryk og de i fig. 5.5 og fig. 5.7 viste varmeforhold og effektfaktorer findes den i fig. 6.6 viste sammenhæng imellem prisforhold for el/varme og fordampningstemperaturen. De samme data er vist i fig. 6.7, men således at "ligevægts varmeprisen" direkte kan aflæses som funktion af elpris og fordampningstemperatur.

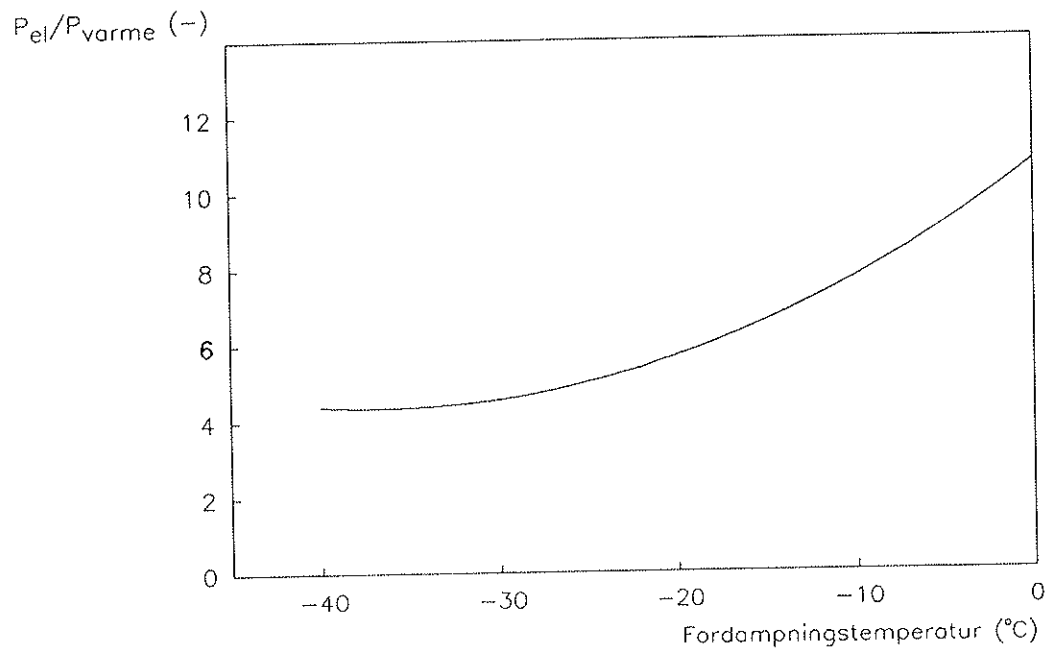


Fig. 6.6. "Ligevægts prisforhold" (ens driftsudgifter for AKA og KKA) som funktion af fordampningstemperatur.

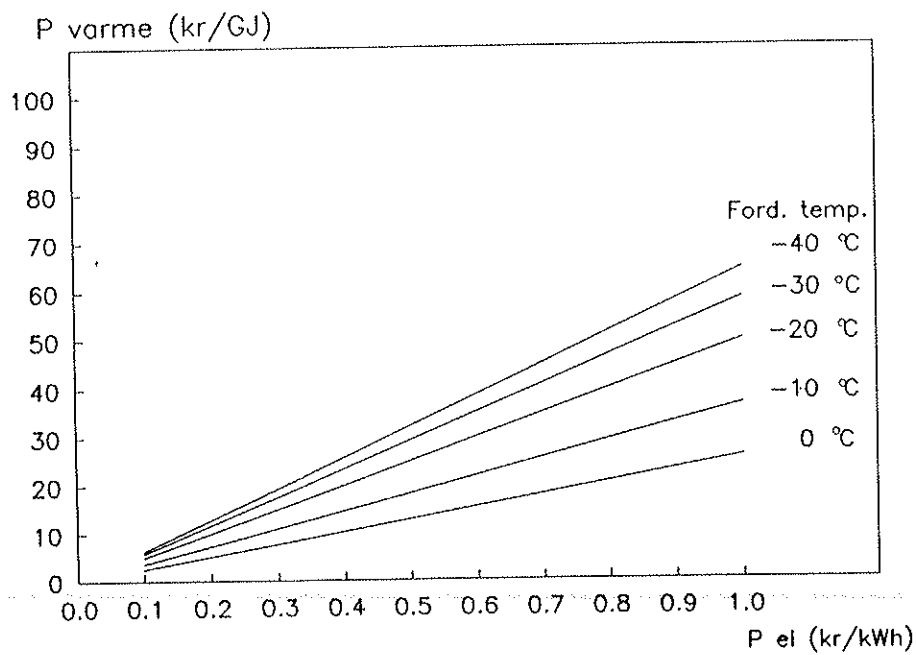


Fig. 6.7. "Ligevægts varmepris" som funktion af el-pris og fordampningstemperatur.

## 7. MULIGE ANVENDELSESOMRÅDER

### 7.1. Energiøkonomi

Med henblik på at vurdere energiøkonomien ved kuldeproduktion ved hjælp af henholdsvis AKA og KKA vil der i det følgende blive benyttet en total virkningsgrad for kuldeproduktion defineret som:

$$\eta_{\text{tot},K} = \frac{\text{kulde produktion}}{\text{mer brændselsforbrug}} \quad (25)$$

samt virkningsgraden for produktion af varme og el:

$$\eta_V = \frac{\text{varmeproduktion}}{\text{mer brændselsforbrug}} \quad (26)$$

$$\eta_E = \frac{\text{el produktion}}{\text{mer brændselsforbrug}}$$

Virkningsgraden for varmeproduktion kan i praksis variere fra uendelig, hvor der er tale om egentlig spildvarme (mer brændselsforbrug = 0) fra f.eks. affaldsforbrænding om sommeren, til ca. 0,8 i tilfælde hvor varmen produceres på et kedelanlæg specielt til drift af køleanlægget. Hvor varmen produceres som kraftvarme vil virkningsgraden typisk være omkring 2.

Virkningsgraden for elproduktion kan variere fra ca. 0,3 til 0,42 afhængig af hvor og hvornår produktionen skal finde sted. Teoretisk kunne en virkningsgrad på uendelig forekomme f.eks. i tilfælde af overskuds elproduktion fra vindkraft, men en sådan situation vil næppe have praktisk betydning.

Når der ses bort fra sekundære elforbrug til pumper m.v. kan den totale virkningsgrad for kuldeproduktion beregnes som:

$$\text{AKA: } \eta_{\text{tot},K} = \eta_V \cdot \zeta_m \quad (27)$$

$$\text{KKA: } \eta_{\text{tot},K} = \eta_E \cdot \epsilon_m \quad (28)$$

### LiBr-vand

I tabel 7.1 er vist en række eksempler på virkningsgrader for LiBr-vand AKA og dertil svarende KKA til luftkonditionerings formål.

Det fremgår af tabellen, at KKA har en total virkningsgrad omkring 1, hvilket er omtrent det samme som for LiBr-vand AKA drevet af kraftvarme. Såfremt absorptionsanlæg kan drives med egentlig spildvarme, vil dette være energioekonomisk meget fordelagtigt, hvorimod direkte fyring medfører et brændselsforbrug, der er 2-3 gange større end for el-drevne KKA.

Tabel 7.1.

AKA:

$\eta_V$	$\zeta_m$	$\eta_{\text{tot},K}$	Bemærkninger
$\infty$	—	$\infty$	spildvarme
0,8	0,5	0,4	egen kedel
2	0,5	1	kraftvarme

KKA:

$\eta_E$	$\epsilon_m$	$\eta_{\text{tot},K}$	Bemærkninger
0,3	3	0,9	spidslast
0,42	3	1,26	grundlast

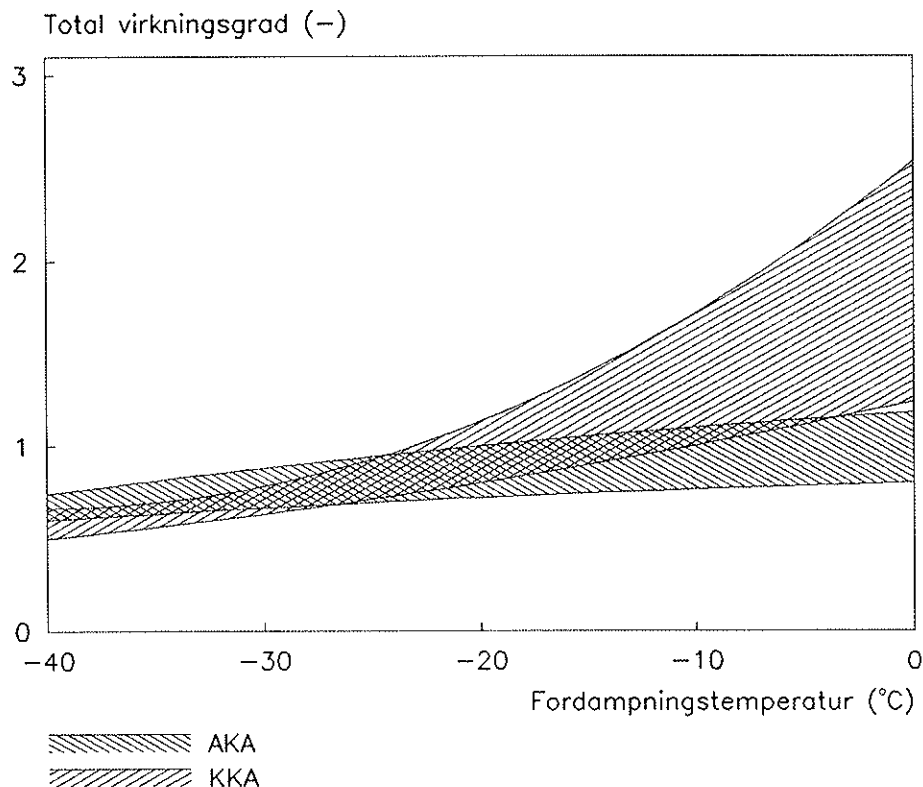


Fig. 7.1. Total virkningsgrad for eldrevet KKA og kraft-varme drevet AKA.

#### Ammoniak-vand

I fig. 7.1 er vist den totale virkningsgrad for kraftvarmedrevet ammoniak-vand AKA og el-drevet ammoniak KKA. Figuren er optegnet for industrielle køleanlæg med kuldeydelser over 100 kW. Idet denne type anlæg varierer meget i opbygning og driftsform, vil middelvirkningsgraderne for disse anlæg udvise betydelige variationer, illustreret ved de skraverede områder. Den øvre begrænsning af de skraverede områder er baseret på designværdier for køleanlæggene under forudsætning af:

$$\eta_V = 2 \quad \text{og} \quad \eta_E = 0,4$$

Sammenfattende må det dog vurderes, at ammoniak AKA og KKA anlæg stort set er energimæssigt ligeværdige over et temperatur-

interval for fordampningstemperaturer på ca.  $-40$  til  $-20^{\circ}\text{C}$ . For højere fordampningstemperaturer er eldrevne KKA energimæssigt at foretrække fremfor kraft-varme drevne AKA.

En energimæssig gevinst ved anvendelse af AKA kan således kun forventes for fordampningstemperaturer under ca.  $-20^{\circ}\text{C}$ , og hvor anlægget helt eller delvist kan drives af egentlig overskudsvarme. Omvendt kan det siges, at hvor egentlig overskudsvarme kun er til rådighed i en del af driftsperioden, kan sådanne AKA drives med kraftvarme uden væsentligt ekstra energiforbrug.

## 7.2. Varmekilder

I fig. 7.2 er vist en typisk varighedskurve for belastningen på et fjernvarmewærk. Det ses, at der er en grundlast på ca. 20% af den maksimale effekt. Denne grundlast svarer til ca. 40% af den samlede årlige energimængde leveret fra værket.

Der kan således ikke forventes at være væsentlige mængder overskudsvarme til rådighed fra fjernvarmewærker, hvor skrald-forbrænding, industri m.v. bidrager med mindre end 40% af den samlede varmforsyning.

Med henblik på at indkredse hvor i landet overskudsvarme kan være til rådighed for kuldeproduktion, er ovennævnte kriterium sammenholdt med Danske Fjernvarmewærkers Forenings års statistik for 1988. I tabel 7.2 er vist en liste over de fjernvarmewærker, hvor skrald-forbrænding, industri m.v. bidrager med mere end 40% af den samlede varmforsyning for det net værket er tilsluttet.

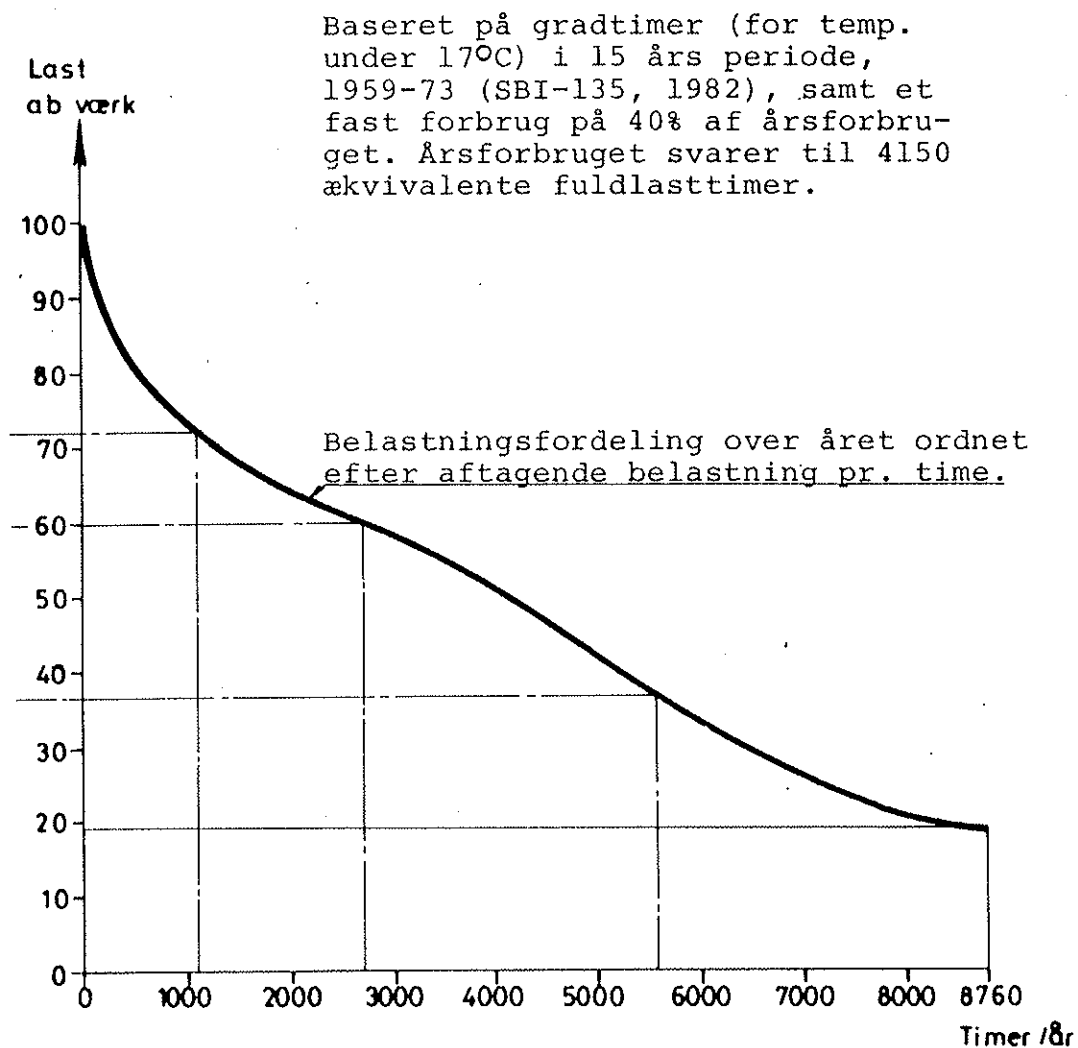


Fig. 7.2. Typisk varighedskurve for belastningen på et fjernvarmeværk. (Kilde: Kul orientering 17).

De i tabel 7.2 anførte varmeværker er kontaktet telefonisk, og de indhentede kommentarer vedrørende lokale forhold er kort gengivet i tabellen.

Som det fremgår, er listen over fjernvarmeværker med mulighed for at levere egentlig spildvarme ganske kort, og den må forventes at blive stadig kortere grundet den stigende tilslut-

Tabel 7.2.

Værk	A		B		C		D		E		F	
	total	TJ	Forbræn.	TJ	Industri	TJ	Andet	TJ	(B+C+D)/A	%	Spildvarme	til rådighed
Fensmark	56		38		0		0		68		ja	
Frederiksværk 1)	292		0		161		0		55		ja	
Hobro	115		95		0		0		83		ja	
Hørsholm	446		273		0		0		61		ja	
Løsning 2)	95		0		51		0		54		ja	
Nyborg	787		133		374		0		64		ja	
Nykøbing Falster	574		340		0		0		59		ja	
Næstved	450		328		0		0		73		ja	
Pindstrup	18		0		17		0		94		ja	
Roskilde 3)	998		525		0		0		53		nej	
Solrød 4)	110		63		0		0		57		ja	
Svendborg	467		223		0		0		48		ja	
Sønderborg	588		311		0		0		53		ja	
Thisted 1)	410		197		0		20		53		ja	
Vestforbrændingen 3)	2072		1800		0		0		87		ja	
Ars	292		171		0		0		59		ja	

1) Baseret på 1987 statestik

2) Varmemængde fra kødfoderfabrik er stigende

3) Formentlig ingen overskudsvarme efter tilslutning til Storkøbenhavn

4) Som 1) og 3) , udnytter pt. overskudsvarme i ORC-anlæg



ning til fjernvarmenettene samt udbygning og sammenkobling af net. Det skal dog bemærkes, at opgørelsen kun omfatter industri, der allerede er tilsluttet fjernvarme. Fra de anførte værker, kan der forventes at være en samlet spildvarmemængde til rådighed på 100-150 TJ/år.

### 7.3. Kølebehov

I forbindelse med nyetablering samt større ombygning af et køleanlæg indberettes disse til Arbejdstilsynet med henblik på kontrol af de sikkerhedsmæssige forhold. Disse oplysninger registreres imidlertid kun på sagsniveau, og har således ikke været tilgængelige i forbindelse med nærværende projekt.

Idet der ikke foretages anden systematisk registrering af køleanlæg i Danmark, har det været særdeles vanskeligt at skabe et overblik over omfanget og fordelingen af kuldebehov. Nogle generelle betragtninger kan dog hjælpe til at danne et skitsemæssigt billede af forholdene.

### LiBr-vand

LiBr-vand anlæg kan som tidligere nævnt kun anvendes for temperaturer over ca. 5°C og som vist i kapitel 6 medfører de økonomiske forhold, at kun forholdsvis store anlæg (over 500 kW) er interessante. I det følgende er knyttet en række kommentarer til de vigtigste anvendelsesområder.

#### Luftkonditionering:

Denne anvendelse har den store fordel for AKA, at kølebehovet ligger om sommeren, hvor forbrændingsanlæg m.v., der er tilknyttet fjernvarmeværk har mulighed for at levere overskudsvarme, der ellers ikke kan udnyttes.

Begrænsningerne skal hovedsageligt findes i det danske klima. For de fleste installationer hvor køling er etableret star-

ter kølebehovet medio maj ved udetemperaturer over 13-15°C, hvilket betyder ca. 2000 timers drifttid pr.år. Det gældende bygningsreglement lægger en begrænsning på anvendelsen af køling i forbindelse med luftkonditioneringen, idet køling af beboelsesbygninger ikke er tilladt, og køling af andre bygninger kun kan etableres hvor særlige forhold taler derfor og efter særskilt tilladelse i hvert enkelt tilfælde.

For kontorbygninger har de seneste års øgede anvendelse af elektrisk kontorudstyr medført en øget varmebelastning af disse bygninger og således medført en øget interesse for køling på dette område.

#### EDB-anlæg:

For store centrale EDB-anlæg er køling obligatorisk, idet det samlede el-forbrug omsættes til varme i anlæggets komponenter, og denne varme skal bortledes til omgivelserne. For de fleste anlæg kunne kølingen en stor del af året foretages direkte ved hjælp af udeluft eller køletårne, uden brug af egentligt køleanlæg (KKA eller AKA). Af hensyn til ønsket om så simpel en anlægsopbygning som muligt er det dog for de fleste anlægs vedkommende valgt at drive det egentlige køleanlæg året rundt, på trods af det deraf følgende større energiforbrug. Dette skal ses i lyset af, at udgifterne til installation og drift af køleanlæg er forholdsvis beskedne sammenlignet med de tilsvarende udgifter til det egentlige EDB-udstyr. Køleanlæggene må således forventes at være i drift året rundt, dog med størst belastning i sommerhalvåret.

Forholdet imellem el-forbrug og regnekraft har hidtil været stærkt faldende og må forventes stadig at falde. Samtidig er der en udviklingstendens i mod en større grad af distribueret databehandling, hvor udstyret består af mindre enheder placeret nærmere det egentlige kontormiljø.

På trods af et stigende behov for regnekraft, kan der således ikke forventes væsentlige stigninger i behovet for store køleanlæg til centrale EDB-anlæg.

### Industriel proceskøling:

Dette område dækker over en række meget forskellige anvendelser af køleanlæg f.eks. køling af ferske fødevarer, køling af plast bearbejdningsmaskiner og kemisk procesanlæg. Typisk for disse anvendelser vil være, at der på samme virksomhed vil være behov for køling ved flere temperaturniveauer, hvoraf kun en del kan opnås ved hjælp af LiBr-vand AKA.

Antallet af potentielle installationer der har den nødvendige størrelse er formentlig meget begrænset, men på den positive side må nævnes at nogle steder vil der optræde samtidige behov for kulde og varmeproduktion, således at en delvis selvforsyning med varme kan opnås.

### Ammoniak-vand

Ammoniak-vand anlæg kan benyttes i et bredt temperaturområde fra  $-50^{\circ}\text{C}$  og produceres hovedsageligt som store anlæg.

### Indfrysning og lagring af fødevarer:

Indfrysning og frostlagring af fødevarer udgør uden tvivl den største anvendelse af køling under  $0^{\circ}\text{C}$  i Danmark.

For de fleste virksomheder, der arbejder med animalske fødevarer, videreforarbejdede produkter og færdigretter gælder det, at det er lykkedes at tilpasse produktionen således, at den er nogenlunde jævnt fordelt over året. Dette betyder, at anvendelse af AKA i disse virksomheder ikke kan baseres på varmekilder, der kun er til rådighed udenfor fyringssæsonen. Svineslagterierne er et godt eksempel på en branche, hvor der både er behov for store mængder varme og kulde.

Her gælder det imidlertid at mange års arbejde med energibesparende foranstaltninger har bevirket, at stort set al overskudsvarme ved tilstrækkelig høj temperatur til drift af AKA allerede er udnyttet andre steder i produktionen.

For vegetabiliske produkter er der stadig en udpræget sæson. Specielt sker frysningen af grøntsager (især ærter) i en kort men hektisk periode; men også for disse virksomheder gælder det, at produktionsapparatet forsøges udnyttet så stor en del af året som muligt. For eksempel ved videreforarbejdning af kartofler.

#### Øl-brygning:

På bryggerier findes et betydeligt kølebehov ved fordampningstemperaturer på ca.  $-15$  til  $0^{\circ}\text{C}$ . Dette er i den øvre ende af ammoniak-vand AKA'enes indsatsområde, hvor disse har svært ved at konkurrere med KKA energimæssigt (se afsnit 7.1). Anvendelse af AKA på bryggerier vil derfor være afhængig af udnyttelse af egentlig overskudsvarme, der også er til rådighed i forbindelse med kogning af urt, hvor store vandmængder afdampes ved  $100^{\circ}\text{C}$ . Det største problem ved udnyttelsen af denne damp er, at den ikke er ren, men indeholder en del organiske stoffer fra urten, der kan medføre problemer med tilsmudsning af varmevekslerflader m.v. Fremstilling af øl sker i de fleste tilfælde ved en batchproduktion. Dette medfører, at der ikke altid er samtidig tilstedeværelse af varme og kuldebehov. Imidlertid findes der for ammoniak-vand AKA en særlig mulighed for at imødegå dette problem, idet man ved anvendelse af et særligt tanksystem kan tidsmæssigt forskyde adskillelsen (varmeforbruget) og blandingen (kuldeydelsen) af ammoniak og vand.

#### Is-produktion:

I forbindelse med fangst og videre transport og forarbejdning af konsumfisk benyttes store mængder is til køling af fisken. Is fremstilles i en række former som røris, skælis, knust pladeis m.v. ved fordampningstemperaturer på ca.  $-20$  til  $-10^{\circ}\text{C}$ . For at anvende AKA hertil kræves som for bryggerierne, at anlæggene kan drives med egentlig overskudsvarme. Denne kunne muligvis leveres fra fiskemelsfabrikker, der ofte er placeret i fiskerihavnene tæt ved isværkerne.

Da færdig is kan lagres i en periode inden anvendelsen, vil det være muligt at starte produktionen, når varmen er til rådighed.

## 8. SAMMENFATNING

Næsten al køling i Danmark udføres ved hjælp af el-motor drevne kompressionskøleanlæg. Absorptionskøleanlæg drives ved hjælp af varme, der kan leveres i form af overskudsvarme fra forbrændingsanlæg, industrivirksomheder og kraftværker.

Arbejdsmediet i et absorptionskøleanlæg udgøres af et stofpar. De to helt dominerende stofpar er lithiumbromid (LiBr)-vand og ammoniak-vand. LiBr-vand kan anvendes til køling af temperaturen ned til ca.  $5^{\circ}\text{C}$ , og anvendes derfor hovedsageligt til luftkonditionering og køling af EDB-anlæg. Ammoniak-vand kan benyttes ned til ca.  $-50^{\circ}\text{C}$ , og anvendes derfor til køling og frysning af fødevarer.

### LiBr-vand

På Herlev Sygehus' LiBr-vand absorptionskøleanlæg er gennemført et måleprogram i sommeren 1987. På grund af den usædvanlig kolde sommer var belastningen på anlægget meget lav. På hele sommeren opnåedes en sammenhængende periode på en uge med belastninger i mellem 20 og 60% af anlæggets dimensionerende kuldeydelse.

På baggrund af måleresultaterne fra Herlev Sygehus, kan det konstateres, at varmeforbrug, kuldeydelse og det heraf følgende varmeforhold (virkningsgrad), der kan måles på et absorptionskøleanlæg i praktisk drift vil være kraftigt påvirket af en række forhold udover de øjeblikkelige temperaturer og flow:

- dynamisk forløb af belastningsændringer
- løbende ændringer af maskinkarakteristik grundet luftindtrængning og evakuering.
- almindelig måleusikkerhed

På grund af ovennævnte forhold vil det ikke være muligt at overføre data, der er opnået under stationære laboratorieforhold eller katalog data, direkte til praktisk drift.

Det opnåelige varmekorhold er stærkt afhængig af belastningsgraden, variationer i driftforholdene samt tætheden af maskinen og omhyggelig evakuering af luft. Ved omhyggelig dimensionering og drift skulle middelværdier for varmekorholdet på 0,45-0,55 over driftperioden være opnåelige for anlæg til luftkonditionering. Dette medfører, at absorptionskøleanlæg drevet af kraftvarme er stort set energimæssigt ligeværdige med el-drevne kompressionsanlæg. Såfremt absorptionskøleanlæg kan drives med egentlig spildvarme fra f.eks. forbrændingsanlæg eller industri, vil dette være energiøkonomisk meget fordelagtigt. Såfremt varmen skal skaffes ved direkte fyring i en kedel, medfører dette et brændselsforbrug, der er 2-3 gange større end for el-drevne kompressionskøleanlæg.

Den væsentligste parameter af betydning for investeringerne ved nyetablering af LiBr-vand absorptionskøleanlæg er anlæggets størrelse. For mindre anlæg er investeringerne til absorptionsanlæg betydeligt større end for kompressionsanlæg. For store anlæg (3000 kW kuldeydelse og derover) er der ingen eller kun små forskelle i investeringerne.

Driftsudgifterne afhænger, udover af anlæggets virkningsgrad, først og fremmest af antallet af driftstimer samt priserne på el, varme og vand (til køletårne).

En analyse af tilbagebetalingstiden for merinvesteringen ved nyetablering af absorptionskøleanlæg som alternativ til el-drevet kompressionskøleanlæg til luftkonditionering har vist, at den mindste økonomiske anlægsstørrelse er en kuldeydelse på

ca. 600 kW. Endvidere viser analysen, at den maksimale pris for varme til drift af absorptionsanlæg ligger i området 8-18 kr/GJ afhængig af el-prisen.

### Ammoniak-vand

På trods af at ammoniak-vand absorptionskøleanlæg har været benyttet i mere end hundrede år, har det været vanskeligt at fremskaffe relevante økonomiske data. Før oliekrisen havde ammoniak-vand absorptionskøleanlæg en vis udbredelse specielt til egentlig lavtemperatur køling under  $-40^{\circ}\text{C}$ , f.eks. frysetørring. Men på grund af de kraftige stigninger på varmepriserne og fremkomsten af forholdsvis billige og driftsikre skruekompressorer, har absorptionskøleanlæg tabt næsten hele dette marked. Ammoniak-vand absorptionskøleanlæg produceres i dag stort set kun som store anlæg (kuldeydelse større end 1 MW), og der eksisterer p.t. ingen dansk produktion.

Det må vurderes, at kraft-varmedrevne ammoniak-vand absorptionsanlæg og el-drevne ammoniak kompressionsanlæg stort set er energimæssigt ligeværdige over et temperaturinterval for fordampningstemperaturer på ca.  $-40$  til  $-20^{\circ}\text{C}$ . For højere fordampningstemperaturer er el-drevne kompressionsanlæg energimæssigt at foretrække fremfor kraft-varmedrevne.

En energimæssig gevinst ved anvendelse af ammoniak-vand absorptionsanlæg kan således kun forventes for fordampningstemperaturer under ca.  $-20^{\circ}\text{C}$ , og hvor anlægget helt eller delvist kan drives af egentlig overskudsvarme. Omvendt kan det siges, at hvor egentlig overskudsvarme kun er til rådighed i en del af driftsperioden, kan sådanne absorptionsanlæg drives med kraftvarme uden væsentligt ekstra energiforbrug.

### Varmekilder og kuldebehov

En gennemgang af de danske fjernvarmeværker har vist, at der på ca. 15 værker en del af året vil være mulighed for, at levere egentlig overskudsvarme baseret på skraldforbrænding

eller industri. Det skønnes, at disse værker i alt vil have en potentiel mulighed for levering af 100-150 TJ/år. Opgørelsen omfatter kun allerede tilsluttede industrileverancer.

Da LiBr-vand absorptionskøleanlæg kun er økonomisk fordelagtige for forholdsvis store anlæg, og ammoniak-vand absorptionskøleanlæg kun produceres som store anlæg, begrænses antallet af mulige installationer.

Luftkonditionering af kontorbygninger, hvor stigende anvendelse af elektriskdrevet kontorudstyr øger interessen for køling, kan vise sig at være et område, hvor LiBr-vand absorptionskøleanlæg kan gøre sig gældende. For ammoniak-vand absorptionskøleanlæg ligger de største muligheder formentlig hos industrier, der selv kan levere en del af den nødvendige varme.



# APPENDIX A. SYMBOLLISTE.

Forkortelser: AKA = absorptionskøleanlæg  
KKA = kompressionskøleanlæg

Symbol	Enhed	Forklaring
C <sub>1</sub>	kr/W	regressionskonstant for AKA, Fig. 6.1
C <sub>2</sub>	kr	regressionskonstant for AKA, Fig. 6.1
C <sub>3</sub>	kr/W	regressionskonstant for køletårn Fig. 6.2
C <sub>4</sub>	kr	regressionskonstant for køletårn Fig. 6.2
C <sub>5</sub>	kr/m <sup>3</sup>	regressionskonstant for KKA, Fig. 6.1
C <sub>6</sub>	kr	regressionskonstant for KKA, Fig. 6.1
C <sub>p</sub>	J/kg <sup>o</sup> C	vands varmfylde
D <sub>AKA</sub>	kr/år	årlige driftsudgifter for AKA
D <sub>KKA</sub>	kr/år	årlige driftsudgifter for KKA
d <sub>TKT</sub>	C	temperaturdifferens over køletårn
es,AKA	W/W	specifikt sekundært elforbrug for AKA
es,KKA	W/W	specifikt sekundært elforbrug for KKA
ev,AKA	W/W	specifikt vandforbrug for AKA
ev,KKA	W/W	specifikt vandforbrug for KKA
F	-	størrelsesfaktor
I <sub>AKA</sub>	kr	investeringer for AKA
I <sub>KKA</sub>	kr	investeringer for KKA
P <sub>el</sub>	kr/kWh	pris for el
P <sub>vand</sub>	kr/m <sup>3</sup>	pris for vand
P <sub>varme</sub>	kr/kWh	pris for varme
Q <sub>1</sub>	W	køleeffekt til blok 05, 07, 12
Q <sub>2</sub>	W	køleeffekt til blok 01, 02
Q <sub>3</sub>	W	varmeeffekt hedt vand

Symbol	Enhed	Forklaring
$Q_k$	W	kuldeydelse
$Q_{k,dim}$	W	kuldeydelse, dimensionerende
$Q_{k,nom}$	W	kuldeydelse, nominel
$Q_{KT}$	kWh/år	årlig ydelse af køletårn
$Q_{KT,dim}$	W	køletårnsydelse, dimensionerende
$Q_v$	W	varmeforbrug
$Q_{v,dim}$	W	varmeforbrug, dimensionerende
$r$	J/kg	vands fordampningsvarme
$T_1$	°C	temp. vand til køletårn
$T_2$	°C	temp. vand fra køletårn
$T_3$	°C	temp. afkølet vand til blok 05, 07, 12
$T_4$	°C	temp. afkølet vand fra blok 05, 07, 12
$T_5$	°C	temp. hedt vand fremløb
$T_6$	°C	temp. hedt vand retur
$T_7$	°C	temp. afkølet vand til blok 01, 02
$T_8$	°C	temp. afkølet vand fra blok 01, 02
$T_9$	°C	temp. hedt vand ind, KM1
$T_{10}$	°C	temp. hedt vand ud, KM1
$T_{11}$	°C	temp. afkølet vand ud
$T_{12}$	°C	temp. afkølet vand ind
$T_{13}$	°C	temp. hedt vand ud, KM1
$T_{14}$	°C	temp. hedt vand ud, KM2
$T_{15}$	°C	temp. køletårnsvand ind, KM1
$T_{16}$	°C	temp. køletårnsvand ind, KM2
$t_{eq}$	h/år	ækvivalent driftstid ved fuldlast
$T_{hvib}$	°C	temp. hedt vand ind, beregnet
$T_{hvu}$	°C	temp. hedt vand ud

Symbol	Enhed	Forklaring
$T_{KV}$	$^{\circ}C$	temp. kølevand
$t_{PB}$	år	tilbagebetalingstid
$V_1$	$m^3/s$	volumenflow afkølet vand til blok 05,07,12
$V_2$	$m^3/s$	volumenflow afkølet vand til blok 01, 02
$V_3$	$m^3/s$	volumenflow hedt vand
$V_4$	$m^3/s$	volumenflow køletårns vand
$V_{cirk}$	$m^3/s$	cirkuleret volumenflow
$V_{vand,ford}$	$m^3/år$	årlig fordampet vand volumen
$W_{dim}$	W	kompressor el-forbrug, dimensionerende
$W_{e1}$	W	el effekt, pumper for afkølet vand
$W_{e2}$	W	el effekt, pumper for køletårns vand
$W_{p1}$	W	el effekt, cirk. pumper for hedt vand
$W_{p2}$	W	el effekt, cirk. pumper for køletårns vand
$W_{p3}$	W	el effekt, cirk. pumper for afkølet vand
$W_{p4}$	W	el effekt, cirk. pumper for LiBr
$\epsilon_{dim}$	-	effektfaktor for KKA, dimensionerende
$\epsilon_m$	-	effektfaktor for KKA, middel
$\eta_E$	-	virkningsgrad elproduktion
$\eta_{tot,K}$	-	virkningsgrad total kuldeproduktion
$\eta_v$	-	virkningsgrad varmeproduktion
$\phi$	-	tabsfaktor for vand i køletårn
$\rho$	$kg/m^3$	massefylde for vand
$\zeta$	-	varmeforhold for AKA
$\zeta_{dim}$	-	varmeforhold for AKA, dimensionerende
$\zeta_m$	-	varmeforhold for AKA, middel

<b>Title and author(s)</b>  How to fit absorption cooling into the Danish energy system (in Danish)  Niels Kilde Michael Madsen	<b>Date</b> January 1989
	<b>Department or group</b> Systems Analysis
	<b>Groups own registration number(s)</b> 44266-85-008
	<b>Project/contract no.</b> EFP-1223/86-6
<b>Pages</b> 74 <b>Tables</b> 5 <b>Illustrations</b> 37 <b>References</b>	<b>ISBN</b> 87-550-1503-4
<b>Abstract (Max. 2000 char.)</b> <p>This report gives a short introduction to the principles of absorption refrigeration plants. A measuring program for a large lithiumbromide-water absorption refrigeration plant has been conducted during the summer 1987 at Herlev Hospital. The plant is driven by heat supplied from a nearby incinerator plant. The measured data has been analysed in order to determine the heat ratio (efficiency), dependence of load variations etc. Investments, operation costs and energy economics for lithium bromide-water and ammonia-water absorption plants driven by different heat sources has been compared with electrical driven compression plants. A survey is given of Danish district heating plants with potential for delivery of true surplus heat in part of the year. Finally a number of refrigeration requirements are discussed and the potential applications of absorption refrigeration are evaluated.</p>	
<b>Descriptors - EDB:</b>  ABSORPTION REFRIGERATION CYCLE; AMMONIA; COEFFICIENT OF PERFORMANCE; COMPARATIVE EVALUATIONS; COOLING SYSTEMS; DENMARK; DISTRICT HEATING; ECONOMIC ANALYSIS; LITHIUM BROMIDES; PERFORMANCE TESTING; REFRIGERATING MACHINERY; REFRIGERANTS  <b>Available on request from Risø Library, Risø National Laboratory, (Risø Bibliotek, Forskningscenter Risø), P.O. Box 49, DK-4000 Roskilde, Denmark.</b>	